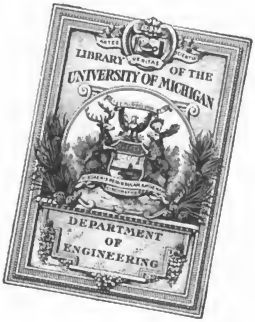
# VDI-Z: ZEITSCHRIFT FÜR DIE ENTWICKLUNG, KONSTRUKTION, PRODUKTION

Verein Deutscher Ingenieure

Digitized by Google


LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING

ENGINEERING
LIBRARY
TA
3
.W9
Z5

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Unter besonderer Mitwirkung

von

**R. Ziebarth,**
Ingenieur in Berlin,

**A. Martens,**
Ingenieur in Berlin.

redigirt

von

**W. Bersch,**
Ingenieur in Berlin.

**Band XXIV.**

(Vierundzwanzigster Jahrgang.)

1880.

Mit 386 Holzschnitten im Text und mit 30 lithographirten Tafeln im Atlas.

Berlin.

**Selbstverlag des Vereines.**

**Commissions-Verlag von Rudolph Gaertner.**

Mohren-Strasse 13/14.

Digitized by Google

Digitized by Google

# Namenregister.

(Die in Klammern beigesetzten Zahlen bezeichnen die Nummer der zugehörigen Tafel. M. H. bedeutet, dass der Artikel mit Holzschnitten im Texte versehen ist. B. bedeutet ein besprochenes Werk.)


Seite

Assézat de Bouteyre, A. E., Gasofen zum Glasschmelzen 681
d'Auria, L., Dampfmaschinen-Regulator. M. H. . . . . 680

Bach, C., Construction der Dampf-Feuerspritzen. M. H. (IX bis XI) . . . . . 113
— Die Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe. M. H. 283, 488
Bachmann, A. H. C., Continuirlich wirkender Entwässerungs- und Sicherheitsapparat für Dampfcylinder. M. H. . . . 535
Bauner, Lüftungssystem . . . . . 421
Barford & Perkins, Leistung und Kohlenverbrauch von deren Dampfpflügen . . . . . 355
Becker, Fr., Vom Regulator beeinflusste Präcisions-Flachschieber-Steuerung (D. R.-P.). (XXX) . . . . . 649
Bell, Th., & Co., Drei Partialturbinen . . . . . 677
Berg, Briquettirung der westfälischen Feinkohle . . . . . 357
Bernays, Dampfmaschine. M. H. . . . . 257
Bersch, W., Emailliren gusseiserner Geschirre . . . . . 99
Blaise, Ofen zum Wiederbeleben von Knochenkohle . . . . 89
Blake, Stehender Röhrenkessel mit Galloway-Röhren . . . 418
Bock, Ausgeführte Hanfseiltransmissionen. M. H. (III) . . 11
Bohlken, Ant., Horizontales Windrad mit rotirenden Flügeln (D. R.-P.). M. H. . . . . 121
Bonneberger, Fritz, Ant. Bohlken's horizontales Windrad mit rotirenden Flügeln (D. R.-P.). M. H. . . . . 121
v. Borries, Ueber die Verwendung des Compound-Systems für Locomotiven. M. H. . . . . 447
Bourry, E. A., Wasserröhrenkessel. (XXIII) . . . . . 487
Brauer, E., Verdampfungs-Versuche mit einem Sicherheits-Röhrenkessel (Patent J. G. Schmidt) . . . . . 48
Braune, F., Die Fabrikation der Stahlschienen. (XIV und XV) . . . . . 241, 430
Brewster, Röstofen für geschwefelte Erze . . . . . 84
Brulet, Gebr., Ziegelofen . . . . . 87
Bühler, Ziegelofen (Ringofen) mit Gasfeuerung . . . . . 33
Butzke, F., Badewannen-Heizung . . . . . 619

Calow, Th., & Co., Rundschiebersteuerung mit selbstthätiger variabler Expansion (D. R.-P.). M. H. . . . . 163
Carver, H. C., Mechanischer Schürer . . . . . 91
Cassot, Edgar, Rotirende Dampfmaschine (D. R.-P.) . . . 261

Daelen, Ed., Entlastetes Absperrventil. M. H. . . . . 211
Darke, Indicator für raschgehende Dampfmaschinen . . . 263
Decker, Gebr., & Co., Röhrendampfkessel mit Ten-Brink'scher Feuerung (D. R.-P.). M. H. . . . . 529
Demmin, F., Circulations-Dampfkessel (D. R.-P.). M. H. . 162
Diefenbach, Locomotivrost aus Flacheisen . . . . . 483
Dietze, E., Die Anwendung des Planimeters im Schiffbau. M. H. 312
Doulton & Co., Lambeth-Kachelofen . . . . . 682
Dueberg, H., Ziegelofen. M. H. . . . . 86
Dutreix, Gaserzeuger für die Walzwerksöfen zu Raismes . 36

Erhardt & Sehmer, Wiedergewinnung der mit dem Abdampfe entweichenden Schmiermaterialien (D. R.-P.) . . 262
— Federregulator (D. R.-P.) . . . . . 679
Eisenecker, H., Ofen zum Brennen von Thonwaaren (D. R.-P.) 266
Emmel, C., Gas-Ziegelofen . . . . . 163
Erdmann, C., Stand der Steinbohrtechnik, speciell die Frölich'sche Patent-Gesteinbohrmaschine. M. H. . . . . 37
Escherich, Ringofen mit Gasfeuerung zu Schwandorf. M. H. 32

Faber, J., Ueber einige neuere Gesteinbohrmaschinen mit Handbetrieb. M. H. (XXVI) . . . . . 569
Filler, Friedr., Windrad, System Halladay, mit Selbstregulirung . . . . . 413
Fink, C., Einiges über Feuerungsanlagen . . . . . 212
— Ueber Girard-Turbinen . . . . . 412
Fischer, H., Zweckmässigste Weite der Leitungsröhren bei Dampfheizungen . . . . . 421
Fischer & Stiehl, Verbesserungen an Luftheiz-Apparaten . 682
Flannery, J. F., Anthracitfeuerung für Schiffskessel . . . 264
Flechner, R., Röstofen für Nickelspeise . . . . . 30
— Nickelspeise-Raffinirofen mit Gasfeuerung. M. H. . . 32
Fleck, H., Bewegung der Luft in erwärmten, bezw. ventilirten Räumen . . . . . 486
Fletcher, J., Ziegelofen . . . . . 86
Foster & Foster, Tramway-Ziegelofen . . . . . 86
Fowler & Co., Leistung und Kohlenverbrauch von deren Dampfpflügen . . . . . 355
Fränkel & Freudenberg, Stehender Röhrenkessel . . . . 418
Freitag, K., Ziegel-, Cement- und Kalkbrennofen . . . . 620
Fréminville, de, Ueber Zweicylindermaschinen . . . . . 480
Frölich, Patent-Gesteinbohrmaschine. M. H. . . . . 38

Gebhard, L., Die Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a E. M. H. (XXVII u. XXVIII) . 589, 633
Godillot, A., Feuerung für feuchte Lohe . . . . . 420
Goetjes & Schulze, Ziegelofen . . . . . 87
Grashof, F., „Compendium der mechanischen Wärmetheorie etc. Von Emil Herrmann". B. . . . . 49, 103
Gröbe, C., Fahrbarer Treppenrost (D. R.-P.) . . . . . 163
Gross, Schmiedeisenrost für Locomotiven . . . . . 264
Grotefend, W., Stubenofen mit Luftheizung . . . . . 682
Gzzi, Vorwärmung der Luft für Kesselfeuerungen . . . . 486

Hambruch, G., Combination von Siede- (Wasser-) und Feuerröhren an Dampfkessels . . . . . 679
Hart, Fünfgliedrige Gelenkführung . . . . . 260
Hartung, C., Präcisions-Ventilsteuerung für Dampfmaschinen. M. H. . . . . 93
Haupt, Gasgenerator der Versuchsstation des Niederschles. Bergwerkvereines. M. H. . . . . 35
Hering, C. A., Etagenofen zum Abrösten von Schwefel-, Arsen- u. Antimonmetallen . . . . . 620
Herrmann, E., Compendium der mechanischen Wärmetheorie. B. . . . . 49, 103
Heusinger v. Waldegg, Eisenbahnwagen für zwei Classen, mit Intercommunication durch Seitengang. (1 u. II) . . 1
Hillig, O. & Gossen, H., Versuchsresultate, den Kraftverbrauch in Brauereien betreffend . . . . . 530
Hilt, C., Ueber unterirdische Wasserhaltungsmaschinen. M. H. (XXIX u. XXX) . . . . . 647
— Condensator. (XXX) . . . . . 650
Hoffmann, K. H., Beobachtungen über das Verhalten discentrischer Bögen und deren Vollkommenheit. M. H. . . 371
Hollenberg, A., Graphische Darstellung der Schieberbewegung bei Dampfmaschinen. M. H. (XXIV u. XXV) . . . . 513
Honsell, Max, Der Bodensee und die Tieferlegung seiner Hochwasserstände. B. . . . . 219
Howson & Wilson, Kesselschmiedeöfen mit Gasfeuerung. M. H. . . . . 34


153784

Digitized by Google

Seite

Hrabák, Joseph, Ueber Woolf'sche Dampfmaschinen von 0 bis 180 Grad Kurbelversetzung . . . . . 480
Hunt, B., Directe Gasfeuerung . . . . . 681
Hunter, W. J., Beweglicher Rost . . . . . 90

Jebens, Fr., Spannungen in den Vertical-Ständern der eisernen Brücken. M. H. . . . . 127
— Wirkung einseitiger Belastung auf zweigeleisigen Eisenbahn-Brücken. M. H. . . . . 405, 467

Kaden & Einsukel, Hebewerk für stäckförmige Körper (D. R-P.) . . . . . 311
Kaemmerer, Louis, Ueber Ammoniaksoda-Fabrikation. M. H. . . . . 199, 251, 303, 358
Kemm, J. G. W., Sägeblockführung und Hinterschneid mit Einrichtung zur Vermeidung der Kammenden, für Sägegatter mit einer verticalen Gattersäge. M. H. (XVI) . . . . 265
Kléune, A., Gasfeuerung . . . . . 680
Klostermann, Ueber den Einfluss des Schutzes der Erfindungen, der Muster und der Fabrikzeichen auf die Entwickelung der Industrie . . . . . 433
Knop, Gust., Rundschützenvorrichtung für Turbinen (D. R-P.). M. H. . . . . 412
Knüttel, F., Regulator mit indirecter Uebertragung (D. R-P.). M. H. . . . . 97
Köhler, O., Ueber schnellgehende Dampfmaschinen. M. H. 19, 65
Köster, Rud., Die Dimensionen der Treibriemen. M. H. . . 583
Krause, Jul. Rud., Ueber Entfernungsmesser. M. H. . . . 335
Krause, G., Ein Mittel zur Hebung des Verkehres auf unseren Eisenbahnen . . . . . 233
Krebs, A., Ueber den Riemenrisch. (XXII) . . . . 377, 459
Krumper, J., Maschinen-Anlage der neuen Wasserwerke der Stadt Augsburg. (V bis VII) . . . . . 57

Lauter, W., Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a/M. (XII u. XIII) 183
Lehmann, J. C. B., Achsialturbine mit Luftzutritt zum Laufrade 159
— Regulirung von Achsialturbinen durch Drehung des Leitapparates . . . . . 677
Lilliehöck, Dampfheizung für Eisenbahnwagen . . . . . 420
Lincke, G., Zur „Fabrikation der Stahlschienen von F. Braune" 430
Loiseau, E. F., Gasfeuerung für Zinköfen . . . . . 32
— Bronzefabrikation in Fort Richmond bei Philadelphia . . 513
Lorenz, Rud., Ueber die Fabrikation der rohen, schwarzen Schraubenmuttern. M. H. . . . . 313
Lüders, C., Wasserröhrenkessel von E. A. Bourry in St. Gallen. (XXIII) . . . . . 487
—, J., Bemerkungen zu: „Verdampfungs-Resultate mit einem Sicherheits-Röhrenkessel (Patent J. G. Schmidt) von E. Brauer" 218

Mac Dougall, Mechanischer Rost . . . . . 90
Mansel, R., Die Geschwindigkeit der Dampfschiffe . . . 91
Martens, A., Ueber das mikroskopische Gefüge und die Krystallisationen des Roheisens, speciell des grauen Eisens. (XX u. XXI) . . . . . 397
Martin, Indicator für raschgehende Dampfmaschinen . . 763
Meer, Gebrd., Unterirdische Wasserhaltungsmaschine. (XXIX u. XXX) . . . . . 649
Menck & Hambrock, Patent-Präcisions-Steuerung. M. H. (III) 17
— Röhrenkessel mit gesondertem Dampf- und Wasserraum in den Siederöhren . . . . . 678
Minton, Th. W., Porzellanöfen . . . . . 86
Moro, Ferdinand, Wiegen der Stahlblöcke während des Giessens. M. H. (XVII u. XVIII) . . . . . 293
Müller, Karl, Die Locomotiven für Bahnen minderer Ordnung oder starker Steigungen etc. B. . . . . 549

Oesten, G., Indicator-Diagramme von Pumpen. M. H. (XIX) 325
Olschewsky, W., Wechselfeuerung für Dampfkessel . . . 89

Perret, Michel, Etagenherd für Dampfkessel zur Verbrennung pulverförmigen Materiales . . . . . 89
— Rost zur Verbrennung von Staubkohle . . . . . 90
Peterszahn, Joh., Veithlatöfenofen . . . . . 272
Pfaff, Ludwig, Rohrenbiegmaschine (D. R-P.) . . . . . 311
Piat, Oscillirender Tiegelofen. M. H. . . . . 85
Pilter, Innere Partialturbine mit horizontaler Achse (System Schaumkranz & Girard) . . . . . 411
Plenkner, W., Ueber die Bewegung des Wassers in natürlichen Wasserläufen. B. . . . . 687
Popoff, Die Yacht „Livadia" . . . . . 422, 686
Proell, R., „Corlissapparat" (Patent Proell). M. H. . . . 423
Pütsch, Alb., Gasflammofen. M. H. . . . . 31
— Herstellung von Emaille ohne Tiegel . . . . . 219

Rauchfuss, Ueber den Schiffswiderstand. E. . . . . 421
— Berichtigung dazu . . . . . 688
Reichs, H. v., Geschwindigkeit der Dampfmaschinen . . . 353
— Ueber Zweicylinder-Maschinen . . . . . 355
Reyscher, A., Rundschiebersteuerung mit selbstthätiger variabler Expansion, von Th. Calow & Co. (D. R-P.). M. H. 163
Rietschel & Henneberg, Heizung der restaurirten Jerusalems-Kirche zu Berlin . . . . . 421
Rosenkranz, P. H., Ueber Schmiervorrichtungen. M. H. 490, 537
Rupert, Schmelzofen für Metallspäne . . . . . 264

Schaffer, F., Gasfeuerung (engl. Patent) . . . . . 620
Schaltenbrand, Carl, Zur „Verwendung des Compound-Systems für Locomotiven" . . . . . 549
— „Die Locomotiven für Bahnen minderer Ordnung oder starker Steigungen etc. Von Karl Müller". B. . . . . 549
Schmitz, E., Rost mit beweglichen Stäben . . . . . 90
Schmoll v. Eisenwerth, Adolph, Zur „Dimensionirung und ökonomisch günstigsten Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken etc." . . . . . 619
Schultz, Gebr., Stehender Dampfkessel. M. H. . . . . 419
de Serres & Battig, Eisernes Oberbausystem. M. H. . . 477
Siebert, E. H., Porzellanofen mit Regenerativfeuerung (D. R-P.) 265
Siegel, Feodor, Dreischieber-Maschine. M. H. (XXVII u. XXVIII) . . . . . 589, 633
Siemens, F. & Hesse, F., Ziegelofen . . . . . 420
Siemens, C. Will., Patent, ringförmiger Regenerativofen für Ziegel etc. . . . . 33
Slaby, Adolf, Die Kleinmotoreutrage und ihr augenblicklicher Standpunkt . . . . . 497
Sonne, Stahlschienenverlasung mit Bandwinkeln. M. H. . 475
Stein, Siegfr., Entphosphorung des Roheisens bei dessen Darstellung im Hohofen . . . . . 139
Stromeyer, C. E., Spannungs-Indicator. M. H. . . . . 617
Stuckenholz, L., Hydraulische Kohlenladevorrichtung auf Bahnhof Stendal . . . . . 479
Sulzer, Gebr., Röhrenkessel mit Ten-Brink-Feuerung . . . 89

Tahon, V., Gasflammofen für einen Glüh- oder Puddelofen . 30
Teichmann, K., Ueber Tauchiffahrt. M. H. . . . . 561, 625
Tessié du Motay, Gaserzeuger auf den de Wendel'schen Hütten 84
Thiem, A., Das Grundwasser und seine Verwendung zu Wasserversorgungen . . . . . 101

Voigt, C., Verhütung des Einfrierens der Wasserheizungen . 164
— G., Rotirende (Zwillings-) Dampfmaschine, betw. Pumpe. M. H. 761
Voit, E., Heizversuchsstation in München. M. H. . . . 151, 197

Walz, Alb., Circulations-Dampfkessel (D. R-P.). M. H. . 160
Wegele, H., Der Einsturz der Tay-Brücke und der Bericht der Untersuchungs-Commission. M. H. . . . . 667
Wehage, H., Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe. (Bemerkungen zu der gleichnamigen Abhandlung von C. Bach.) 363
Weiss, F. J., Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken etc. M. H. . . . . 169, 225, 273, 321, 622
— Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung, bei Pfeilerungen etc. M. H. . . . . 319, 605, 661
Welde, W., Kettenrost . . . . . 485
Wenger, C., Die Kleinmotoren auf dem internationalen Wettstreit in Arnheim (Niederlande) 1879 . . . . . 566
Werner, R. R., Theorie der Wasserströmung in Dampfkesseln 167
Wex, Gustav Ritter v., Ueber die Wasserabnahme in den Quellen, Flüssen und Strömen bei gleichzeitiger Steigerung der Hochwasser in den Culturländern. B. . . . . 269
— Ueber die Donau-Regulirung. B. . . . . 685
— Ueber die Fortschritte der Anbahnung des neuen regulirten Donau-Strombettes bei Wien, nebst Beschreibung der Eisstosskatastrophe im Jahre 1880. B. . . . . 685
Weyher, C. & Richemond, Preisgekrönte Zweicylinder-Maschine (System Porter) . . . . . 260
Weyrauch, J. J., Zur Beurtheilung von Luft- und Gasmaschinen. M. H. . . . . 185
Wiebeck, Friedr., Windturbine (D. R-P.) . . . . . 262
— Windrad (D. R-P.) . . . . . 413
Wilson, David, Cement-Trockenofen . . . . . 88
Wray, G., Ziegelofen . . . . . 681
Wüst, A., Die Dampfpflüge. M. H. . . . . 331

Zander, Ueber die Abhängigkeit der Roheisen- und Walzeisenpreise von einander und über eine einfache Methode zu ihrer richtigen gegenseitigen Ermittelung bei der Production. M. H. . . . . 299
Zeidler, G., Wasserrad mit hohlen Schaufeln . . . . 677


Digitized by Google

# Sachregister.

(M. A. bedeutet, dass der Artikel mit Abbildungen auf einer Tafel, M. H., dass er mit Holzschnitten im Texte versehen ist. B. bedeutet ein besprochenes Werk.)


Seite

**Absperrventil**, entlastetes, von Ed. Daelen. M. H. . . . 211

**Bagger** (s. **Wasserbau**).
**Boot**, Tank— zum Verladen von Getreide . . . . . 209
**Branntweinbrennereien**. Versuchsresultate über den Kraftverbrauch in —, von O. Hillig & H. Gossen . . . . . 530
**Brennmaterialien** (s. **Briquets**).
**Briquets**. Briquettirung der westfälischen Feinkohle. (Nach der Preisschrift von Berg.) . . . . . 357
— Fabrikation von — zu Port Richmond bei Philadelphia. Von E. F. Loiseau . . . . . 619
**Brücken**. Messung von durchbiegungen mittelst gespannter Drähte . . . . . 50
— Der Einsturz der Tay-Brücke bei Dundee. M. H. und m. A. auf Taf. VIII . . . . . 69
— Desgl. desgl. und der Bericht der Untersuchungscommission. Von H. Wegele. M. H. . . . . 667
— Die Spannungen in den Vertical-Ständern der eisernen —. Von Fr. Jebens. M. H. . . . . 127
— Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahn— mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern. Von F. J. Weiss. M. H. . . . . 169, 225, 273, 321, 622
— Bemerkungen zur vorgenannten Abhandlung von A. Schmoll v. Eisenwerth . . . . . 619
— Erwiderung auf Vorstehendes, von F. J. Weiss . . . . 622
— Die Wirkung einseitiger Belastung auf zweigeleisigen Eisenbahn—. Von Fr. Jebens. M. H. . . . . 405, 467

**Cementofen** (s. **Feuerungen**).
**Condensator**. —, Patent C. Hilt. M. A. auf Taf. XXX . 650

**Dächer**. Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a M. Von W. Lauter. M. A. auf Taf. XII u. XIII . . . . . 183
**Dampfkessel**. Gasgenerator auf der Versuchsstation des Niederschles. Bergwerksvereines, von Haupt. M. H. . . . . 35
— Verdampfungs-Versuche mit einem Sicherheits-Röhrenkessel (Patent d. G. Schmidt), von E. Braner . . . . . 48
— Bemerkungen zu Vorstehendem von J. Lüders . . . . 213
— Röhrenkessel mit Ten-Brink-Feuerung von Gebr. Sulzer . 89
— Rauchverzehrender — mit Wechselfeuerung von W. Olschewsky . . . . . 89
— Etagenheerd für — zur Verbrennung pulverförmigen Materials von Michel Perret . . . . . 89
— Die Circulation des Wassers in —n, speciell die Circulation— von Alb. Walz (D. R.-P.) und F. Demmin (D. R.-P.). M. H. . . . . 159
— Theorie der Wasserströmung in —n . . . . . 167
— Anthrazitfeuerung für Schiffskessel von J. F. Flannery . 264
— Stehender Röhrenkessel, Patent Främbs & Frendenberg . 418
— Stehender Röhrenkessel mit Galloway-Röhren, von Blake . 418
— Stehender — von Gebr. Schultz. M. H. . . . . 419
— Vorwärmung der Luft für —feuerungen von Gazzi . . . 486
— Wasserröhren— von E. A. Bourry. Von C. Lüders. M. A. auf Taf. XXIII . . . . . 487
— Röhren— mit Ten-Brink'scher Feuerung von Gebr. Decker & Co. (D. R.-P.). M. H. . . . . 529
— Röhrenkessel mit gesondertem Dampf- und Wasserraum in den Siederöhren von Menck & Hambrock (D. R.-P.) . 678
— Combination von Siede- (Wasser-) und Feuerröhren an —n von G. Hambruch (D. R.-P.) . . . . . 679
— Preisausschreiben der „Société industrielle de Mulhouse", Verbesserungen an —n betreffend . . . . . 679

Seite

**Dampfmaschine** (s. a. **Steuerungen**).
— Schnellgehende —. Von O. Köhler. M. H. . . . . 19, 65
— von Bernays. M. H. . . . . 257
— Preisgekrönte Zweicylindermaschine (System Porter) von C. Weyher & Richemond (Versuchsresultate) . . . . 260
— Rotations— von G. Voigt (D. R.-P.), Edg. Cassot (D. R.-P.) und Ludw. Pfaff (D. R.-P.). M. H. . . . 261
— Geschwindigkeit der —n. (Nach v. Reiche.) . . . . 353
— Druck-Diagramme für Zweicylinder-Maschinen. (Nach v. Reiche.) . . . . . 355
— Ueber Zweicylinder-Maschinen. (Nach Fréminville, Hrabák etc.) M. H. . . . . 480
— Sicherheits-Ventil für Dampfcylinder mit Vorrichtung zum continuirlichen Entfernen des Condensationswassers ohne Dampfverlust. Von A. H. C. Bachmann. M. H. . . . 535
— Die Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a/E. Von L. Gebhard. M. H. und m. A. auf Taf. XXVII u. XXVIII . . . . . 589, 633
**Dampfschiffe** (s. **Schiffbau**).
**Distanzmesser** (s. **Entfernungsmesser**).
**Dreschmaschinen**. Leistung der Göpel—. (Concurrenz-Resultate.) . . . . . 81

**Eisen**. Entphosphorung des Roh—s bei dessen Darstellung im Hohofen. Von Siegfried Stein . . . . . 139
— Ueber die Abhängigkeit der Roheisen- und Walzeisenpreise von einander und über eine einfache Methode zu ihrer richtigen gegenseitigen Ermittelung bei der Production. Von Zander. M. H. . . . . 299
— Ueber das mikroskopische Gefüge und die Krystallisation des Roh—s, speciell des grauen —s. Von A. Martens. M. A. auf Taf. XX u. XXI . . . . . 397
**Eisenbahnen**. Ein Mittel zur Hebung des Verkehres auf unseren —. Von G. Krauss . . . . . 233
**Eisenbahnoberbau** (s. a. **Schienen**).
— Zur Frage des eisernen Oberbaues in neuester Zeit. (Ueberblick: System de Serres & Battig.) M. H. . . . . 476
— Schienenstuhl mit Rollenbefestigung. (North London Railway.) M. H. . . . . 477
**Eisenbahnwagen**. Neues System für zwei Classen mit Intercommunication durch Seitengang. Von Heusinger v. Waldegg. M. A. auf Taf. I u. II . . . . . I
**Emaille**. Emailliren gusseiserner Geschirre. Von W. Berach 99
— Herstellung von Emaille ohne Tiegel. Von Alb. Pütsch 219
**Entfernungsmesser**. Ueber —, von Jul. Rud. Kranse. M. H. . . . . 339
**Erfindungen**. Ueber den Einfluss des Schutzes der —, der Muster und der Fabrikzeichen auf die Entwickelung der Industrie. Von Klostermann . . . . . 433

**Festigkeit** (s. a. **Messinstrumente**).
— Die Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe. Von C. Bach. M. H. . . . . 283
— Bemerkungen zu vorgenannter Abhandlung, von H. Wehage 363
— Erwiderung auf Vorstehendes, von C. Bach . . . . . 488
**Feuerspritzen**. Construction der Dampf—, speciell mit Rücksicht auf die Fernhaltung der Schwingungen bei ihrer beweglichen Fundirung und grossen Umgangszahl. Von C. Bach. M. H. und m. A. auf Taf. IX bis XI . . . . 113
**Feuerungen** (s. a. **Dampfkessel** u. **Rost**).
— Einiges über Feuerungsanlagen. Von C. Fink . . . . 212
— Feuerung für feuchte Lohe von A. Godillot . . . . . 420
— Cement-Trockenofen von David Wilson . . . . . 88
— Gasflammofen (Puddelofen) zu Couillet. Von V. Tahon . 30


Digitized by Google

Seite

**Feuerungen.** Gasflammofen von A. Pütsch. M. H. . . . 31
— Gasfeuerung von F. Schaffer. (Engl. Patent.) . . . 620
— Kalkbrennofen mit Regenerativ-Gasfeuerung (D. R.-P.) . . 34
— Gasfeuerung für Kesselschmiedeöfen von Howson & Wilson. M. H. . . . . 34
— Knochenkohle-Wiederbelebungsofen von Blaise . . . . 89
— Ofen zum Verkohlen von Knochen . . . . . 486
— Porzellanofen von Th. W. Minton . . . . . 86
— Porzellanofen mit Regenerativfeuerung von E. H. Siebert (D. R.-P.) . . . . . 265
— Nickelspeise-Raffinirofen mit Gasfeuerung. Von Flechner. M. H. . . . . 32
— Gasröstofen für Spatheisenstein, auf den Gruben Allevard u. St. Georges (Creusot). M. H. . . . . 29
— Gasröstofen für Nickelspeise, auf schwedischen Hütten, von R. Flechner . . . . . 30
— Röstofen für geschwefelte Erze von Brewster . . . . 84
— Etagenofen zum Abrösten von Schwefel-, Arsen- und Antimonmetallen von C. A. Hering . . . . . 620
— Gaserzeuger auf den de Wendel'schen Hütten, von Tessié du Motay . . . . . 84
— Schmelzofen für Metallspäne von Rupert . . . . . 264
— Ofen zum Brennen von Thonwaaren von H. Eisenecker (D. R.-P.) . . . . . 266
— Tiegelofen, oscillirender, von Piat. M. H. . . . . 85
— Tiegelofen von John Fletcher . . . . . 86
— Gaserzeuger für die Walzwerksöfen zu Raismes von Dufrein. M. H. . . . . 36
— Ziegelofen (Ringofen) mit Gasfeuerung von Bührer . . 33
— Patent. ringförmiger Regenerativofen (Gasfeuerung) für Ziegel etc. . . . . 34
— Ringofen mit Gasfeuerung zu Schwandorf, von Escherich. M. H. . . . . 32
— Ziegelofen, von H. Dueberg. M. H. . . . . 86
— Ziegelofen von Gebr. Brulet . . . . . 87
— Ziegelofen von Goetjes & Schultze . . . . . 87
— Gas-Ziegelofen von C. Emmel . . . . . 163
— Ziegelofen mit Gasfeuerung von F. Siemens & F. Hesse 420
— Ziegel-, Cement- und Kalkbrennofen von K. Freitag . 620
— Gasfeuerung für Zinköfen. Von Loiseau . . . . . 32
— Gasfeuerung von A. Klönne . . . . . 681
— Directe Gasfeuerung von B. Hunt . . . . . 681
— Gasofen zum Glasschmelzen von Assézat de Bouteyre 681
— Ziegelofen von G. Wray . . . . . 681

**Flussregulirung** (s. **Wasserbau**).

**Fundirungen** (s. **Wasserbau**).

**Gasfeuerungen** (s. **Feuerungen**).

**Gasmaschinen** (s. **Kleinmotoren**).

**Gelenkführung,** fünfgliedrige, von Hart. M. H. . . . 260

**Gesteinbohrmaschinen** (s. **Steinbohrtechnik**).

**Gewölbe.** Beobachtungen über das Verhalten discontischer Bögen und deren Vollkommenheit. Von E. H. Hoffmann. M. H. . . . . 371

**Giesserei.** Wiegen der Stahl-Blöcke während des Giessens. Von Ferdinand Moro. M. H. und m. A. auf Taf. XVII u. XVIII . . . . . 293

**Hebemaschinen.** Hebewerk (Paternosterwerk) für stückförmige Körper von Th. Kaden & A. Einenkel (D. R.-P.) 311
— Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung bei Fundirungen, Baggerungen u. s. w. Von J. F. Weiss. M. H. . . . . 519, 605, 661

**Heizung.** Heizversuchsstation in München. Von E. Voit. M. H. . . . . 151. 195
— Chlorcalciumlösung gegen das Einfrieren der Wasser—en. Von C. Voigt . . . . . 164
— Dampf— für Eisenbahnwagen von Lilliehöök . . . . 420
— Luft— der restaurirten Jerusalems-Kirche zu Berlin von Rietschel & Henneberg . . . . . 421
— Zweckmässigste Weite der Leitungsröhren bei Dampf—en. Von H. Fischer . . . . . 421
— Badewannen— von F. Butzke . . . . . 619
— Ventilationsofen von Joh. Petersohn . . . . . 619
— Lambeth-Kachelofen von Doulton & Co . . . . . 682
— Stubenofen mit Luft— von W. Grotefend . . . . . 682
— Verbesserungen an Luftheizapparaten von Fischer & Stiehl 682
— Niederdruck-Dampf— im Männergefängniss des Criminalgerichtes zu Moabit bei Berlin . . . . . 683
— Trockenanstalt für Schwellen der französischen Ostbahn . 683

**Hochwasser** (s. **Wasserbau**).

**Hüttenwerke.** Die Werke von Bessèges . . . . . 421

**Hydraulische Motoren** (s. **Turbinen**).

**Indicatoren** für raschgehende Dampfmaschinen von Darke, Thompson und Martin . . . . . 263

**Kalkbrennofen** (s. **Feuerungen**).

**Kartoffelbau.** Kartoffel-Lager- und Erntemaschinen. (Resultate einer diesbezüglichen Concurrenz im Reg.-Bezirk Potsdam, nach Wüst.) . . . . . 615

**Kesselschmiedeöfen** (s. **Feuerungen**).

**Kettenschiffahrt** (s. **Tauschiffahrt**).

**Kinematik** (s. **Gelenkführung**).

**Kleinmotoren.** Zur Beurtheilung von Luft- und Gasmaschinen. Von J. J. Weyrauch . . . . . 185
— Die — auf dem internationalen Wettstreit in Arnheim (Niederlande) 1879. Von C. Wenger . . . . . 366
— Die —frage und ihr augenblicklicher Standpunkt. Von Adolf Slaby . . . . . 497

**Knochenkohle** (s. **Feuerungen**).

**Ladevorrichtungen.** Kohlen— auf Bahnhöfen, speciell die hydraulische Ladevorrichtung auf Bahnhof Stendal von L. Stuckenholz & Poenagen. M. H. . . . . 479

**Landwirthschaftliche Maschinen** (s. **Dreschmaschinen, Kartoffelbau, Locomobilen, Pflüge**).

**Literarische Besprechungen.** Compendium der mechanischen Wärmetheorie, mit besonderer Berücksichtigung der Bedürfnisse der Maschinentechnik. Von Emil Herrmann. Berlin 1879 . . . . . 43, 103
— Der Bodensee und die Tieferlegung seiner Hochwasserstände. Von Max Honsell. Stuttgart 1879 . . . . . 219
— Ueber die Wasserabnahme in den Quellen, Flüssen und Strömen bei gleichzeitiger Steigerung der Hochwasser in den Culturländern. Von Gustav Ritter v. Wex. Wien 1879 . . . . . 269
— Ueber den Schiffswiderstand. Von Rauchfuss. Berlin 1880 431
— Berichtigung dazu . . . . . 688
— Die Locomotiven für Bahnen minderer Ordnung oder starker Steigungen, mit besonderer Berücksichtigung der Zahnradlocomotiven. Von Karl Müller. München 1880 . . . 549
— Ueber die Donau-Regulirung bei Wien. Von Gustav Ritter v. Wex, und über die Fortschritte der Ausbildung des neu regulirten Donau-Strombettes bei Wien, nebst Beschreibung der Eisstoss-Katastrophe im Jahre 1880. Von Demselben . . . . . 685
— Ueber die Bewegung des Wassers in natürlichen Wasserläufen. Von Wilh. Plenkner. Leipzig 1879 . . . . . 687

**Locomobilen.** Kohlen- und Wasserverbrauch deutscher landwirthschaftl. —. (Concurrenz-Ergebnisse der Magdeburger Ausstellung 1880.) . . . . . 414

**Locomotiven.** Ueber die Verwendung des Compound-Systems für —. Von v. Borries. M. H. . . . . 447
— Bemerkung zu vorstehender Abhandlung, von Carl Schaltenbrand . . . . . 549
— Die — für Bahnen minderer Ordnung oder starken Steigungen, mit besonderer Berücksichtigung der Zahnrad—. Von Karl Müller. B. . . . . 549

**Lüftung** (s. a. **Heizung**).
— Luftsauger von Banner . . . . . 421
— Bewegung der Luft in erwärmten, bezw. ventilirten Räumen. Von H. Fleck . . . . . 486

**Luftmaschinen** (s. **Kleinmotoren**).

**Markenschutz** (s. **Erfindungen**).

**Messinstrumente.** Anwendung des Telephons zur Messung der Torsion von treibenden Wellen und der Arbeitsleistung von Maschinen . . . . . 616
— Spannungs-Indicator von E. C. Stromeyer. M. H. . . 617

**Mikroskop** für die Untersuchung von Metallen. M. A. auf Taf. XXI . . . . . 403

**Musterschutz** (s. **Erfindungen**).

**Patentschutz** (s. **Erfindungen**).

**Pflüge.** Die Dampf—, Von A. Wüst. M. H. . . . . 351
— Leistung und Kohlenverbrauch verschiedener Dampf—. (Nach einem Bericht über ein vom landwirthschaftl. Club in Böhmen veranstaltetes internation. Preispflügen.) . . . 355

**Planimeter** (s. **Schiffbau**).

**Porzellanofen** (s. **Feuerungen**).

**Pressen** (s. **Schraubenmuttern**).

**Paddelofen** (s. **Feuerungen**).

**Pumpen** (s. a. **Wasserwerke** u. **Wasserhaltungsmaschinen**).
— Rotirende Pumpe (D. R.-P.) von G. Voigt. M. H. . . 261
— Indicator-Diagramme von —. Von G. Oesten. M. H. und m. A. auf Taf. XIX . . . . . 325


Digitized by Google

Seite

**Raffinieröfen (s. Feuerungen).**
**Regenerativfeuerungen (s. Feuerungen).**
**Regulator** mit indirecter Uebertragung (D. R.-P.) von F. Knüttel. M. H. . . . . 97
— Feder— von Ehrhardt & Schmer (D. R.-P.) . . . 679
— Dampfmaschinen— von L. d'Auria. M. H. . . . . 680
**Riementrieb.** Ueber den —. Von A. Krebs. M. A. auf Taf. XVII . . . . . 377, 459
— Die Dimensionen der Treibriemen. Von Rud. Kolster. M. H. 383
**Ringöfen (s. Feuerungen).**
**Röstöfen (s. Feuerungen).**
**Rost** zur Verbrennung von Staubkohle von M. Perret . . 90
— mit beweglichen Stäben von E. Schmitz . . . . . 90
— Beweglicher — von W. F. Hunter . . . . . 90
— Mechanischer — von Mc. Dougall . . . . . 90
— Mechanischer Schürer von H. C. Carver . . . . 91
— Fahrbarer Treppen— von C. Gröbe . . . . . 163
— Schmiedeisen— für Locomotiven, nach Gross . . . 264
— Ketten— von W. Welde . . . . . 485
— Locomotiv— aus Flacheisen von Diefenbach . . . . 485

**Sägemaschinen.** Sägeblockführung und Hinterschemel mit Einrichtung zur Vermeidung der Kammenden, für — mit einer verticalen Gattersäge. Von J. G. W. Kemm. M. H. und m. A. auf Taf. XVI . . . . . 366
**Schienen.** Die Fabrikation der Stahl—. Von F. Braune. M. A. auf Taf. XIV und XV . . . . . 241
— Bemerkungen zu vorstehender Abhandlung. Von G. Lincke 430
— Zur Verwendung der Stahl—. (Ueberblick: Verbachung mit Bandwinkeln nach Sonne.) M. H. . . . . 473
**Schiffbau** (s. a. **Tauschiffahrt**).
— Geschwindigkeit der Dampfschiffe von R. Mansel . . 91
— Die Anwendung des Phanimeters in —. Von E. Dietze. M. H. 312
— Ein neues System des —s von Humphrys . . . . 360
— Grosse Ocean-Dampfer („Britannic", „Arizona", „Servia" und „City of Rome") . . . . . 362
— Die Yacht „Livadia" von Popoff . . . . . 422, 686
— Ueber den Schiffswiderstand von Rauchfuss. B. . . 431
Berichtigung dazu . . . . . 488
— Verwendung des Stahls im — . . . . . 531
— Heckraddampfer . . . . . 533
— Baggerfahrzeuge für die indische Regierung . . . . 683
— Dampfbagger „Düna" . . . . . 686
**Schiffahrt** (s. **Tauschiffahrt**).
**Schmelzöfen** (s. **Feuerungen**).
**Schmiermaterialien.** Wiedergewinnung der mit dem Abdampfe entweichenden — (D. R.-P.) von Ehrhardt & Schmer . 262
**Schmiervorrichtungen.** Ueber —. Von P. H. Rosenkranz. M. H. . . . . 490, 537
**Schneidemühlen** (s. **Sägemaschinen**).
**Schraubenmutern.** Ueber die Fabrikation der rohen, schwarzen —. Von Rud. Lorenz. M. H. . . . . 313
**Seilschiffahrt** (s. **Tauschiffahrt**).
**Seiltrieb** (s. **Transmissionen**).
**Soda.** Ueber Ammoniak—-Fabrikation. Von Louis Kaemmerer. M. H. . . . . 199, 251, 305, 353
**Spannungs-Indicator** (s. **Messinstrumente**).
**Stahl** (s. **Giesserei**).
**Steinbohrtechnik.** Heutiger Stand der —, speciell die Frölichsche Patent-Gesteinbohrmaschine. Von C. Erdmann. M. H. 37
— Ueber einige neuere Gesteinbohrmaschinen mit Handbetrieb. Von J. Faber. M. H. und m. A. auf Taf. XXVI . . 569
**Steinkohlen** (s. **Briquette**).
**Steuerung.** Patent-Präcisions—. Von Menck & Hambrock. M. H. und m. A. auf Taf. IV . . . . . 17
— Präcisions-Ventil— für Dampfmaschinen ohne Klinkvorrichtung und Auslösemechanismus. (D. R.-P.). Von C. Hartung. M. H. . . . . 93
— Rundschieber— mit selbstthätiger variabler Expansion. Von Th. Calow & Co. (D. R.-P.). M. H. . . . . 163
— „Corlissapparat." Expansions-, Regulir- und Absperrapparat mit Corlissmechanismus (Patent Proell). Von R. Proell. M.H. 425
— Graphische Darstellung der Schieberbewegung bei Dampfmaschinen. Von A. Hollenberg. M. H. und m. A. auf Taf. XXIV und XXV . . . . . 513
— Vom Regulator beeinflusste Flachschieber—, Patent Fr. Becker. M. A. auf Taf. XXIX und XXX . . . . . 649

**Tauschiffahrt.** Ueber —. Von K. Teichmann . . 561, 625
**Telephon** (s. **Messinstrumente**).
**Theerwaaren-Brennöfen** (s. **Feuerungen**).
**Tiegelöfen** (s. **Feuerungen**).
**Transmissionen** (s. a. **Riementrieb**).
— Hanfseil—, angeführte. Von F. Bock. M. H. und m. A. auf Taf. III . . . . . 11
— Transmissionsanlage der neuen Wasserwerke der Stadt Augsburg. Von J. Krumper. M. A. auf Taf. VII. . . . . 62
**Treibriemen** (s. **Riementrieb**).
**Turbinen** (s. a. **Wasserversorgung**).
— Achsialturbine mit Luftzutritt zum Laufrade von J. C. Bernh. Lehmann (D. R.-P.) . . . . . 159
— Innere Partialturbine mit horizontaler Achse (System Schwammkrug & Girard) von Pilter . . . . . 411
— Ueber Girard— . . . . . 412
— Rundschützenvorrichtung für — von Gustav Knop. (D. R.-P.). M. H. . . . . 412
— Schwimmendes Wasserrad mit hohlen Schaufeln von G. Zeidler (D. R.-P.) . . . . . 677
— Regulirung von Achsial— durch Drehung des Leitapparates von Bernh. Lehmann (D. R.-P.) . . . . . 677
— Drei Partial— von Th. Bell & Co. . . . . 677

**Ventilation** (s. **Lüftung**).
**Ventile** (s. **Absperrventil**).
**Verladung** (s. **Boot** u. **Ladevorrichtungen**).

**Wärmetheorie.** Compendium der mechanischen —, von E. Herrmann. B. . . . . 49, 103
**Walzwerke** (s. **Feuerungen** u. **Schienen**).
**Wasserbau.** Der Bodensee und die Tieferlegung seiner Hochwasserstände. Von Max Honsell. B. . . . . 219
— Ueber die Wasserabnahme in den Quellen, Flüssen und Strömen bei gleichzeitiger Steigerung der Hochwasser in den Culturländern. Von Gustav Ritter v. Wex. B. . 269
— Ueber die Donau-Regulirung bei Wien und über die Fortschritte der Ausbildung des neuen regulirten Donau-Strombettes bei Wien, nebst Beschreibung der Eisstoss-Katastrophe im Jahre 1880. Von Gustav Ritter v. Wex. Wien 1880. B. . . . . 685
— Ueber die Bewegung des Wassers in natürlichen Wasserläufen. Von W. Plenkner. Leipzig 1879. B. . . . . 687
— Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung, bei Fundirungen, Baggerungen etc. Von F. J. Weiss. M. H. . . . . 519, 605, 661
**Wasserhaltungsmaschine.** Ueber unterirdische —n. Von C. Hilt. M. H. und m. A. auf Taf. XXIX u. XXX . . 647
— Unterirdische — von Gebr. Meer. M. A. auf Taf. XXIX u. XXX . . . . . 649
**Wasserleitung** (s. **Wasserversorgung**).
**Wasserräder** (s. **Turbinen**).
**Wasserversorgung.** Maschinenanlage der neuen Wasserwerke der Stadt Augsburg. Von J. Krumper. M. A. auf Taf V bis VII . . . . . 57
— Das Grundwasser und seine Verwendung zu —en. (Berichtigende Bemerkungen zu einer Abhandlung von O. Smreker.) Von A. Thiem . . . . . 101
— Fortentwickelung der Quellwasserleitung zu Frankfurt a.M. (Nach dem Jahresberichte pro 1878/79.) . . . . . 157
**Windräder.** Ant. Bohlen's horizontales Windrad mit rotirenden Flügeln (D. R.-P.). Von Fritz Bonnaberger. M. H. . . . . 121
— Windturbine von Friedr. Wiebeck (D. R.-P.) . . . . 262
— Windrad von Wiebeck (D. R.-P.) . . . . . 413
— Windrad, System Halladay, mit Selbstregulirung von Fr. Filler . . . . . 413

**Zeichenschutz** (s. **Erfindungen**).
**Ziegelöfen** (s. **Feuerungen**).
**Zinköfen** mit Gasfeuerung (s. **Feuerungen**).

Digitized by Google

## Zusätze und Berichtigungen.

Seite 270, Zeile 19 v. o. lies: Zopfende statt Stammende.
„ 284, „ 10 v. u. lies den Nenner unter der Wurzel: $m \frac{1}{2} k - (m + 1) p$ statt $m \frac{1}{2} k + (m + 1) p$.
„ 292, „ 9 v. u. lies den letzten Nenner: $r_3^2 - r_1^2$ statt $r_3^2 - r_{12}$.
„ 363, Tabelle: Abweichend vom „Engineer“ giebt „Engineering“ bei der „City of Rome“ den gemeinschaftlichen Kolbenhub zu 1829 mm an.
„ 563, lies in der Tabelle: 23. Stromgeschwindigkeit m pro Sec. statt km pro Std.

Digitized by Google

# ATLAS

zur

# Zeitschrift

des

# Vereines deutscher Ingenieure.

**Band XXIV.**

(Vierundzwanzigster Jahrgang.)

1880.

Enthaltend 30 lithographirte Tafeln.

Berlin.

Selbstverlag des Vereines.

Commissions-Verlag von Rudolph Gaertner.

Mohren-Strasse 13/14.

Digitized by Google

# INHALT.


Taf. I. Heusinger von Waldegg: Neues Personenwagen-System für zwei Classen mit Intercommunication durch Seitengang. Personenwagen I. und II. Classe für Raucher und Nichtraucher. Längenschnitt, Horizontalschnitt und zwei Querschnitte.

- II. Desgl. desgl.: Verticalschnitt durch die II. Classe mit Einrichtung für den Transport Verwundeter. Befestigung der Fenster. Schiebe-Jalousien. Luftsauge-Apparat. Armlehne mit Aschenbehälter. Ofen mit Dampf-Luft-Heizung.

- III. F. Bock: Ausgeführte Hanfseil-Transmissionen. Weberei von J. H. Smith in Bradford. Hüttenwerk Hammerau bei Reichenhall (ausgeführt durch die Filiale Escher Wyss zu Ravensburg). Spinnerei des Hrn B. Crespi in Mailand (Shedbau. Ausgeführt durch die Maschinenfabrik Augsburg). Weberei-Shedbau der Baumwoll-Spinn- und Weberei Augsburg (1200 Webestühle, ausgeführt durch die Maschinenfabrik Augsburg). Baumwollenspinnerei Cöln (ausgeführt durch die Maschinenfabrik Augsburg). Neue Baumwollenspinnerei Hof (ausgeführt durch die Maschinenfabrik Augsburg). Seitscheiben-Profil der Maschinenfabrik Augsburg für Hanfseile von 40$^{mm}$ und 45$^{mm}$ Durchmesser.

- IV. Menck & Hambrock: Patent-Präcisions-Steuerung an einer liegenden Maschine von 275$^{mm}$ Cylinderdurchmesser, 550$^{mm}$ Hub.

- V. J. Krumper: Neues Wasserwerk der Stadt Augsburg. Allgemeine Disposition des Maschinenhauses.

- VI. Desgl. desgl.: Pumpwerk. Sauge- und Druckventil. Indicator-Diagramme der Pumpen.

- VII. Desgl. desgl.: Turbinen-Anlage. Zwischentransmission und ihre Verbindung mit den Pumpen.

- VIII. Der Einsturz der Taybrücke bei Dundee. Details der Pfeiler und ihrer Verstrebungen. Hydraulische Aufziehvorrichtung zum Montiren der Eisenconstruction. Situationsplan.

- IX. C. Bach: Dampffeuerspritzen. Horizontale Zwillings-dampfpumpe.

- X. Desgl. desgl.: Verticale Zwillings-Dampfpumpe.

- XI. Desgl. desgl.: Dampfpumpe mit gekreuzt liegenden Cylindern.

- XII. W. Lauter: Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a/M. Querschnitte und graphische Dimensionsbestimmungen für die Constructionstheile.

- XIII. Desgl. desgl.: Längenschnitte. Aufhängevorrichtung der Holzdecke. Dachfirst. Auflager.

- XIV. F. Braune: Die Fabrikation der Stahlschienen. Rollofen zum Anwärmen von Schienenblöcken. Seiten- und Kopf-Ansicht, Längenschnitt, Horizontalschnitt und zwei Querschnitte.

Taf. XV. Desgl. desgl.: Façonkaliber der Vorwalzen. Kaliber der Fertigwalzen. Vorwals-Trio. Fertigwalz-Trio.

- XVI. J. G. W. Kemm: Hinterschemel mit Einrichtung zur Vermeidung der Kammenden, für Sägegatter mit einer verticalen Säge.

- XVII. F. Moro: Wiegen der Stahlblöcke während des Giessens. Waage mit Anhebung der Schaale mittelst Hydraulik. Hydraulisches Pumpwerk. Disposition einer runden Giessgrube.

- XVIII. Desgl. desgl.: Waage mit Anhebung der Schaale mittelst Hebelwerk.

- XIX. G. Oesten: Indicator-Diagramme von Pumpen.

- XX. A. Martens: Ueber das mikroskopische Gefüge und die Krystallisation des grauen Roheisens. Darstellung verschiedener Krystallformen des Roheisens, des Spiegeleisens und Mischungen derselben, in der Krystallform selbst und in Schliffen, nach mikroskopischen Vergrösserungen.

- XXI. Desgl. desgl.: Mikroskop für die Untersuchung von Metallen, mit Vorrichtungen, das Instrument auch zum Photographiren benutzen zu können.

- XXII. A. Krebs: Riementriebe. Ausgeführte amerikanische und belgische Riementriebe. Riementrieb der Walzwerksanlage für die Eisenwerksgesellschaft Maximilianshütte.

- XXIII. C. Läders: Wasserröhrenkessel von E. A. Bourry in St Gallen.

- XXIV. A. Hollenberg: Graphische Darstellung der Schieberbewegung bei Dampfmaschinen. Darstellung der Schieberbewegung eines einfachen Schiebers.

- XXV. Desgl. desgl.: Darstellung der Schieberbewegung eines Meyer'schen Expansionsschiebers.

- XXVI. J. Faber: Neuere Hand-Gesteinbohrmaschinen. Bohrmaschine mit langem Bohrmechanismus und mit Universalgestell von J. Faber.

- XXVII. L. Gebhard: Die Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a. d. Elbe. Graphische Untersuchung der Dreicylinder-Dampfmaschinen.

- XXVIII. Desgl. desgl.: Dreicylinder-Maschine von 160$^{mm}$ Cylinderdurchmesser, 240$^{mm}$ Hub.

- XXIX. C. Hilt: Ueber unterirdische Wasserhaltungsmaschinen. Unterirdische Wasserhaltungsmaschine von Gebr. Meer in M.-Gladbach, 500$^{mm}$ Cylinderdurchmesser, 120$^{mm}$ Plungerdurchmesser, 700$^{mm}$ Hub: mit Flachschiebersteuerung, Patent Fr. Becker, und mit Condensator, Patent C. Hilt.

- XXX. Desgl. desgl.: Steuerung. Condensator.


Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

**1880.** **Band XXIV. Heft 1.** **Januarheft.**


## Abhandlungen.

### Ueber das neue Wagensystem für zwei Classen mit Intercommunication durch Seitengang.


Von **Heusinger v. Waldegg**, Ober-Ingenieur in Hannover.


(Vorgetragen in der Sitzung des Hannoverschen Bezirksvereines vom 25. April 1879.)

(Hierzu Tafel I und II.)

Bekanntlich sind bei den Personenwagen der Eisenbahnen in den letzten 15 Jahren bedeutende Aenderungen und Verbesserungen eingetreten; es wurden besondere Coupés für Raucher, Nichtraucher und Damen eingeführt, die frühere sehr mangelhafte Erwärmung im Winter durch Wärmeflaschen wurde durch Füllöfen, Dampf- und Warm-Wasser-, Luftheizung, Briquet-Heizung u. dgl. m. ganz wesentlich verbessert; es wurden besondere Schlafwagen gebaut, in jedem Coupé Signalisirungsvorrichtungen nach dem Zugpersonal hin, für den Gebrauch bei einem etwaigen Unfalle angebracht, die Wagen der Courier- und Schnellzüge wurden mit Retiraden und Toiletten ausgestattet, die Coupétüren mit Vorrichtungen zur Verhinderung des Einklemmens versehen, die Ventilation wurde verbessert, die Gasbeleuchtung eingeführt, die Einführung der Intercommunication vielfach versucht u. dgl. m.

Alle diese Einrichtungen sind sehr schön und angenehm für die Reisenden, kosten aber viel Geld und die Folge davon ist, dass der Personenverkehr unserer Eisenbahnen nicht mehr rentabel ist und dass auf vielen Bahnen nur der Güterverkehr Ueberschüsse liefert.

Durch die Einführung der IV. Classe (Stehwagen) glaubte man ein neues Publikum, welches früher die Bahnen nicht benutzte (Handwerkshurschen, Bauern, Marktleute), den Eisenbahnen zuzuführen; aber auch viele Personen, die früher in der III. Classe fuhren, gingen in die Stehwagen über und ebenso von den oberen Classen in die III. Classe, so dass die Mehreinnahme wieder zweifelhaft geworden ist.

So viel auch seitens der Verwaltungen zur Verbesserung der Personenwagen geschehen ist, so sind die Anforderungen des Publikums noch lange nicht befriedigt; man hat in neuester Zeit selbst Damencoupés für die Stehwagen auf den Preussischen Staatsbahnen eingerichtet und nächstens wird man vielleicht auch besondere Toiletten für diese Wagen verlangen.

Nur in den vielen Wagenclassen und deren Unterabtheilungen finde ich die alleinige Ursache der geringen Rente aus dem Eisenbahn-Personenverkehr. Es ist dadurch nicht möglich, die Räume in den Personenwagen gehörig auszunutzen, indem so viele leere Plätze und todtes Gewicht in jedem Personenzuge mitgeschleppt und hierdurch die Betriebskosten unnatürlich gesteigert werden. Auf vielen Bahnen betragen die leeren Plätze, welche mit befördert werden, selbst 75 bis 80 pCt.*) Man hat zur Verminderung dieser Kosten und zur Erhöhung der Einnahmen auf einigen Bahnen Reductionen in der Zahl der Züge vorgenommen, auf anderen die Benutzung der Retour-Billets beschränkt und erschwert, sowie selbst Vorschläge laut werden lassen, die Tarife für den Personenverkehr zu erhöhen.

Viel richtiger erscheint mir das Gegentheil; zwei Wagenclassen genügen auf der Mehrzahl der Bahnen vollkommen, man biete den Reisenden in der I. Classe allen möglichen Comfort auf gepolsterten Sitzen, mit Ohrenkissen, mit aufzuklappenden gepolsterten Armlehnen, mit Fussteppichen etc., und die letzte Wagenclasse soll wenigstens Brettersitze und genügenden Raum, sowie ebenso vollkommene Ventilation, Heizung, Beleuchtung, Schutz gegen Sonnenstrahlen, und Intercommunicationseinrichtung wie bei den Wagen I. Classe enthalten, und wie dies bei meinem neuen Wagensystem geboten wird. Dann wird man die Fahrpreise selbst erheblich reduciren und bei besseren Anschlüssen wohlbesetzte kleinere Züge mit geringeren Kosten fahren, sowie höhere Einnahmen erzielen.

Während bisher die Fahrpreise gewöhnlich so bestimmt sind, dass die Passagiere I. Classe 10 Pf., die der II. Classe 7½ Pf., die der III. 5 Pf. und die der IV. Classe 2½ Pf. pro Kilometer zu zahlen haben, dürfte es sich empfehlen, für die Folge die Preise der I. Classe auf 6 oder 7 Pf. und die der

*) Die Köln-Mindener Bahn giebt in ihrem Geschäftsbericht von 1877 S. 67 an, dass durchschnittlich in der I. Classe von 5,57 Plätzen, in der II. Classe von 5,02 Plätzen, in der III. Classe von 4,09 Plätzen und in der IV. Classe von 4,41 Plätzen nur je 1 Platz besetzt gewesen ist, während die Direction der Rechte-Oder-Ufer-Bahn sagt: „Von den beförderten Sitz- und Stehplätzen der Personenwagen wurden im Jahre 1876 durchschnittlich 25,88 pCt. benutzt.




Digitized by Google

II. (letzten) Classe auf 3 oder $3^1/_2$ Pf. pro Kilometer festzusetzen, es werden dann eine Menge der bisherigen Reisenden III. Classe in die I. Classe übergehen und die letzte Classe fast ausschliesslich von den arbeitenden Classen, Landbevölkerung und Militair benutzt, sowie der Betrieb ganz wesentlich vereinfacht werden. Statt der bisherigen 12 Sorten Fahrbillete jeder Station (für die drei oberen Classen je eine für Schnellzüge, Personenzüge und Retourbillette, für Stehwagen, und zwei Sorten Militairbillette), die nach allen Stationen der eigenen Bahnlinie und nach den Hauptstationen der Nachbar- und anderer Bahnen nöthig sind, werden in der Folge nur zwei Sorten Billette erforderlich, indem für die Retourbillette I. Classe noch ein Billet II. Classe verabfolgt werden kann, und beide Billette, um sie als Retourbillette kenntbar zu machen, an der Ausgabestation an beiden Enden den Tagesstempel erhalten können.

Für die letzte Classe würden aber, wie bisher, keine Retourbillette ausgegeben werden und statt der bisherigen unentgeltlichen Beförderung von Traglasten in dieser letzten Classe werden Scheine für solche zu dem billigen Tarife von etwa 5 Pf. für jede, ohne Rücksicht auf die Entfernung, ausgegeben, wofür dann die Träger diese Lasten selbst in die Packwagen ein- und auszubringen haben.

Die Richtigkeit des Prineips von zwei Wagenclassen und eines niedriger zu setzenden Personentarife geht daraus hervor, dass auf vielen Bahnen die untersten Wagenclassen die Hauptcinnahme-Quelle aus dem Personenverkehr bilden. So wurden auf der Tilsit-Insterburger Bahn 1877 befördert:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| in der | I. Classe | 0,8 pCt. | Personen | und eingenommen | | 1,8 pCt. |
| „ „ | II. „ | 10,3 „ | „ | „ | „ | 24,9 „ |
| „ „ | III. „ | 22,1 „ | „ | „ | „ | 32,3 „ |
| „ „ | IV. „ | 59,8 „ | „ | „ | „ | 37,0 „ |
| Militairs . | . . | 8,0 „ | „ | „ | „ | 4,0 „ |
| | | 100 pCt. | | | | 100 pCt. |

und auf den oldenburgischen Staatsbahnen, auf welchen nur drei Classen bestehen, ebenfalls 1877 befördert:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| in der | I. Classe | 0,17 pCt. | Personen | und eingenommen | | 0,91 pCt. |
| „ „ | II. „ | 16,53 „ | „ | „ | „ | 28,72 „ |
| „ „ | III. „ | 79,00 „ | „ | „ | „ | 66,37 „ |
| Militairs und Viehbegleiter | | 4,31 „ | „ | „ | „ | 3,50 „ |
| | | 100 pCt. | | | | 100 pCt. |

während auf der hannoverschen Staatsbahn 1876 befördert wurden:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| in der | I. Classe | 2,42 pCt. | Personen | und eingenommen | | 6,02 pCt. |
| „ „ | II. „ | 21,66 „ | „ | „ | „ | 34,93 „ |
| „ „ | III. „ | 35,62 „ | „ | „ | „ | 36,19 „ |
| „ „ | IV. „ | 34,42 „ | „ | „ | „ | 19,78 „ |
| Militairs . | . | 5,48 „ | „ | „ | „ | 2,38 „ |
| | | 100 pCt. | | | | 100 pCt. |

Ferner weist der Geschäftsbericht der Münster-Enschede Eisenbahn vom Jahr 1877/78 nach, dass im genannten Jahre befördert wurden:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 462 | Personen | in der | I. | Classe | mit gewöhnl. | Billet, | |
| 426 | „ | „ „ | „ | „ | „ | Retour- | „ |
| 7533 | „ | „ „ | II. | „ | „ | gewöhnl. | „ |
| 11288 | „ | „ „ | „ | „ | „ | Retour- | „ |
| 21957 | „ | „ „ | III. | „ | „ | gewöhnl. | „ |
| 36106 | „ | „ „ | „ | „ | „ | Retour- | „ |
| 127215 | „ | „ „ | IV. | „ | „ | gewöhnl. | „ |

sowie 2621 Militairs, und kommen von dem tarifmässigen Personengelde auf die I. Classe 0,8 pCt., auf die II. Classe 9,5 pCt., auf die III. Classe 16,5 pCt. und auf die IV. Classe 42,1 pCt., ferner von dem ermässigten Personengelde durch Retourbillette etc. auf die I. Classe 0,5 pCt., auf die II. Classe 10,1 pCt., auf die III. Classe 19,6 pCt. und auf Militairs 0,9 pCt. (in Summa 100 pCt.). Auf dieser Bahn beträgt der Personengeld-Tarif in der I. Classe nur 8 Pf., in der II. Classe 6 Pf., in der 3. Classe 4 Pf. und in der IV. Classe 2 Pf. pro Kilometer.

Bei der so schwachen Benutzung der 1. Wagenclasse und dem geringen Unterschiede in der inneren Ausstattung der bisherigen 1. und II. Classe können diese beiden Classen sehr gut in Eine vereinigt werden und wenn hohe Herrschaften oder einzelne Passagiere mehr isolirt, in nicht vollbesetzten Coupés fahren wollen, so können für diese immer einzelne Coupés reservirt werden, und diese Reisenden durch Ankauf mehrerer Billette sich das Recht erwerben, in einem Coupé allein oder mit einer geringeren Anzahl Passagiere zusammen zu fahren.

Ebenso glaube ich, dass die Vereinigung der III. und IV. Classe auf den meisten unserer Bahnen möglich ist, da es mir durch eine neue Anordnung der Sitze in der unteren Wagenclasse gelungen ist, bei gleicher Länge des Wagenkastens ebenseviel bequeme Sitzplätze zu gewinnen, als die bisherige IV. Classe Stehplätze enthält.

Es empfiehlt sich daher, die unwirdigen Stehwagen ganz zu beseitigen und den armen Reisenden dieser Classe, die oft stundenweit bis zur Eisenbahn zu Fuss gehen müssen, einen Sitzplatz zum Ausruhen während der Fahrt zu gewähren; überhaupt, vielleicht mit Ausnahme von wenigen sehr frequenten Hauptbahnen, nur zwei Wagenclassen einzuführen.

Mein neues Wagensystem für 2 Classen mit Intercommunication durch Seitengang unterscheidet sich ganz wesentlich von meinem früheren Intercommunicationswagen mit Seitengang, der jetzt auf den preussischen Staatsbahnen (auf den Hannoverschen Bahnen namentlich in den Localzügen nach Hamburg, Göttingen und Bremen) eingeführt ist. Es kann entweder, wie auf Taf. I dargestellt ist, für beide Classen combinirt oder auch, jede Classe in besonderen Wagen getrennt, ausgeführt werden. Die 1. Classe soll an Stelle der bisherigen 1. und II. Wagenclasse treten und enthält bei einer Ausführung für diese Classe allein, in einem 4rädrigen Wagen 4 Coupés mit gepolsterten Quersitzen und einen Seitengang zur Intercommunication, der jedoch nicht wie bei meinem früher veröffentlichten Intercommunicationswagen*) durch eine feste Wand mit Schiebethüren von den Sitzplätzen abgetrennt ist, sondern mit diesen einen gemeinschaftlichen Raum bildet und daher auch noch durch 2 Klappsitze, die an der Aussenwand angebracht sind, ausgenutzt werden kann. Schiebethüren, welche sich in den doppelten Scheidewänden der Coupés verschieben lassen, dienen zum Absperren der einzelnen Coupés und der betreffenden Theile des Seitenganges, während das erste Coupé vom Endperron aus durch eine gut schliessende Flügelthüre zugänglich ist. Die innere Einrichtung soll der bisherigen II. Classe entsprechend sein, zwei gepolsterte Sophasitze zu je 4 Sitzplätzen enthalten, an den Enden mit festen Armlehnen und Ohrenkissen, sowie in der Mitte mit einer beweglichen Armlehne zum Aufklappen versehen sein.

Die Klappsitze, deren eigenthümliche Construction weiter unten erläutert werden soll, sind mit Rohrgeflecht versehen

*) Vergl. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens, 1870, Taf. X; 1874, Taf. XV und XVI.

Digitized by Google

und enthält daher jedes Coupé 10 Sitzplätze, mit Ausnahme der Endcoupés, welche nur je 9 Sitzplätze haben. Netze für Handgepäck sind, sowohl über den gepolsterten Sitzen, als auch über den Klappsitzen angebracht und in dem Damen- oder Nichtraucher-Coupé ist über dem Fenster noch ein Spiegel *S* etwas geneigt befestigt.

Die II. oder letzte Classe soll an Stelle der bisherigen III. und IV. Classe treten und kann bei gleicher Länge des Wagenkastens dieselbe Anzahl bequemer Sitzplätze, wie die IV. Classe Stehplätze, enthalten; dieses und das bequeme Aus- und Einsteigen wird durch die grössere, den Vereinsbestimmungen gemässe Kastenbreite und durch eine eigenthümliche Anordnung der Sitzplätze ermöglicht. Der Wagenkasten oder bei combinirten Wagen (wie in der vorliegenden Zeichnung Taf. I.) die halbe Länge desselben, ist der Länge nach in 2 Hälften getheilt und in jeder dieser Abtheilungen an der mittleren Längswand durch geschweifte Lattenbänke 15, resp. 7 bis 8 Sitzplätze geschaffen, während längs der Aussenwand Klappsitze angebracht sind, die durch Gegengewichte sich von selbst senkrecht stellen, sobald sie verlassen werden. Die Communication findet daher in dem $900^{mm}$ breiten Gang ganz leicht und ohne Schwierigkeit statt und haben sich nur die Passagiere auf den vorderen Klappsitzen nächst der Thüre einen Augenblick zu erheben, um die aus- und einsteigenden Reisenden passiren zu lassen. Auch sind hier über jedem Sitzplatz, sowohl der festen Bänke, als auch der Klappsitze, Netze für Handgepäck *G* aus eisernen Rahmen mit Drahtgeflecht angebracht, die sich an der mittleren Längswand in die Höhe klappen und feststellen lassen, um wie später angegeben wird, die Einrichtung für den Transport Verwundeter und Kranker anbringen zu können.

Die Construction der Klappsitze geht aus dem Querschnitte in $^1/_{10}$ der wirklichen Grösse auf Taf. II, Fig. 1 hervor. Der Sitzrahmen ist bei *a* mit einem eisernen Drehzapfen an jeder Seite versehen und stützt sich dicht vor diesem Zapfen auf den kräftigen Fuss-Rahmen *b*, während am äusseren Ende mittelst Gelenken *c* ein senkrecht geführtes Gegengewicht *d* angeschlossen ist, und befindet sich dicht hinter diesem Zapfen sich unter die Leiste *e* legt, welche an ein kräftiges, an die Kastenwand angenietetes Winkeleisen angeschraubt ist, sodass die Drehzapfen von der Belastung des Sitzes nicht in Anspruch genommen werden und beim Aufstehen der Sitzrahmen sofort durch das Gegengewicht in eine senkrechte Stellung gebracht wird. Die Oeffnungen zwischen den Füssen und Rahmen *b* sind durch Thüren *f*, welche oben in Charnieren hängen und unten mit Riegeln versehen sind, geschlossen, um die untere Holzbekleidung zu vervollständigen und doch an die Gewichte leicht gelangen zu können.

Die Klappsitze in der II. Classe sind stets für 2 Personen eingerichtet und bestehen aus gefirnissten eichenen Rahmen mit Füllungen aus weichem Holze, während die Klappsitze der I. Classe aus polirten Rahmen von Eschen- oder Nussbaumholz mit Rohrgeflecht bestehen und nur für eine Person bestimmt sind.

Die Beleuchtung erfolgt zur Nachtzeit durch Laternen über den Thüren in den End- und Scheidewänden, sowie in der I. Classe ausserdem durch eine Hängelampe in der Mitte von der Decke des Dachreiters, ferner am Tage durch grosse Spiegelscheiben von ca. $1^m$ Länge, $0{,}75^m$ Höhe und $8^{mm}$ Dicke, die sowohl in der I. als II. Classe in den Längewänden fest angebracht sind, also nicht durch bewegliche Fenster, welche bei den bisherigen Personenwagen so häufig Veranlassung zu Differenzen zwischen den Reisenden und Klagen über Zugluft und mangelhafte Ventilation abgeben, sowie ein lästiges Klirren und das höchst unangenehme Eindringen von Staub und Rauch verursachen. Dagegen wird eine kräftige Ventilation bei dem neuen Wagensystem dadurch erzeugt, dass über dem Wagendach ein erhöhter Aufbau, s. *g.* Dachreiter angebracht ist, in welchem sich die verdorbene Luft sammelt und von wo sie durch 8 Saugapparate auf jeder Langseite durch den Luftzug bei der Fahrt abgesogen wird, während frische atmosphärische Luft am Boden unter den Sitzen zugeführt wird, und zwar im Winter durch den nachstehend beschriebenen Dampflufheizapparat erwärmt, dagegen sie im Sommer diesen Apparat kalt durchstreicht.

Die Luft-Saugenapparate sind auf Taf. II, Fig. 6, 7 und 8 in grösserem Maassstabe dargestellt. Sie bestehen aus länglichen Gusstücken *L* mit trichterförmigen Oeffnungen nach beiden Enden und schräg gegen die Mitte gerichtet, während in der Mitte, nach dem Inneren des Wagens hin, eine runde Oeffnung sich befindet, die durch eine mittelst doppelter Schnüre leicht verstellbare Drehrosette nach Erfordernis geöffnet oder geschlossen werden kann. Bei der Bewegung des Wagens während der Fahrt streicht der Wind durch die trichterförmigen Oeffnungen und wird hierdurch, wie die Pfeile andeuten, die verdorbene Luft aus dem Wagen angesogen; ebenso geschieht dies, wenn der Wagen sich in entgegengesetzter Richtung bewegt.

Der Dampf-Luft-Heizapparat, *M* Taf. I, Fig. 1, ist auf Taf. II, Fig. 11, 12 und 13, in $^1/_{10}$ der natürlichen Grösse gezeichnet. Er besteht aus einem Ofen mit einem inneren und äueseren Blechcylinder *g* und *h*, welche oben und unten in ausgedrehten Nuthen von gusseisernen Scheiben *l* und *k* treten, und durch 8 Schrauben *i*, *i* zusammengehalten werden. Der Raum zwischen beiden Blechcylindern ist mit grobem Sand gefüllt, in welchem ein schmiedeeisernes Schlangenrohr gelagert ist, das oben mit dem nach dem Dampfkessel der Locomotive führenden Dampfrohre *m* und unten mit einem Hahn *n* zum Ablassen des Condensationswassers in Verbindung steht. In einem Abstande von $50^{mm}$ ist der äussere Blechcylinder *h* noch durch einen ebenfalls in kreisförmigen Nuthen der Scheiben *k* und *l* eintretenden Blechmantel *p* umgeben, und der ganze Apparat mittelst der 4 Eckschrauben *o*, *o* in der Mitte unter dem Wagenboden so aufgehängt, dass etwa $^1/_4$ der Höhe noch in den Wagenkasten unter einer Sitzbank eintritt und der übrige nach unten vortretende Theil des Mantels durch eine mit eisernen Zugbändern umgebene Filz- und Holzbekleidung vor Abkühlung geschützt wird. Unterhalb der gusseisernen Scheibe *l* ist noch ein gusseiserner Luftfang *q* mit doppelten Trichtern angeschraubt, in welchem eine bewegliche Luftklappe *r* sich automatisch je nach der Fahrrichtung so stellt, dass durch die Bewegung des Wagens atmosphärische Luft geschöpft und in die Höhlungen des Ofens eingepresst wird. Hier wird dieselbe zunächst an den innern Blechcylindern *g* erwärmt und circulirt diese erwärmte Luftsäule durch die 4 Oeffnungen in der oberen Gusscheibe *k* mit dem äusseren Luftcylinder von ringförmigem Querschnitt, welcher nach zum Theil durch ähnliche Oeffnungen in der unteren Scheibe *l* mit frischer Luft direct gespeist wird. Die in beiden Luftsäulen sehr gleichmässig durch die in dem heissen Sand aufgespeicherte Wärme erhitzte Luft wird endlich durch die Röhren *K*, welche theils unter den Sitzen, theils am Fussboden nächst der äusseren Längswand hingelcitet werden, in den verschiedenen Wagenräumen vertheilt, von wo sie durch kleine Oeffnungen der Rohre ausströmt.

Die Fenster in den äusseren Längswänden sind, wie



Digitized by Google

oben bemerkt, nicht beweglich, sondern bestehen aus festen Spiegelscheiben; die Befestigung derselben und die Construction dieser Längswände ist eigenthümlich, insbesondere um sie bei der halben Wandstärke der bisherigen Wagenkasten ungleich widerstandsfähiger zu machen. Während die Blechbekleidung an dem Holzgerippe der bisherigen Wagenkasten in kleineren dünnen Tafeln befestigt und durch aufgeschraubte Fugenleisten an den Stössen gedeckt, keinen innigen Zusammenhang hatte, und nur dazu diente, das Eindringen von Feuchtigkeit etc. zu verhindern, sowie eine glatte Oberfläche für die Lackirung herzustellen, bilden bei meiner Wagenconstruction beide Blechwände in der ganzen Länge und Höhe zusammenhängende und durch innerhalb aufgenietete Winkel- und T-Eisen verstärkte Tragwände, an welche die innere Holzbekleidung mittelst der aufgenieteten Winkeleisen angeschraubt ist.

Zur Befestigung der Spiegelscheiben sind rings um die Fensteröffnungen der Blechwände die abgehobelten T-Eisen, von dem auf Taf. II, Fig. 2, in halber Grösse dargestellten Profil *t*, angenietet, welche zur Aufnahme der 6 bis $8^{mm}$ starken Spiegelscheiben dienen. Um letztere vollkommen luftdicht einzusetzen und sie zugleich vor dem Zerspringen zu sichern, sind sie von allen Seiten mit elastischen Körpern umgeben; ringsum an den Kanten werden Stäbchen *u* aus weichem Holze eingeschoben, während nach aussen zwischen dem Eisen *t* und der Glasscheibe ein Kittfalz von Glaserkitt hergestellt ist und nach Innen ein $3^{mm}$ dicker Gummistreifen zwischen Glasscheibe und der ebenfalls abgehobelten eisernen Deckleiste *v* liegt, indem letztere durch Kopfschrauben, deren Muttergewinde in den T-Eisen *t* eingeschnitten, fest angezogen werden und die Glasscheiben in solidester Weise festhalten, sowie zugleich vor Bruch sichern. Die Seitenwände, welche bei der früheren Einrichtung mit beweglichen Fenstern gewöhnlich eine Stärke von 80 bis $100^{mm}$ hatten, haben bei der oben beschriebenen Construction mit festen Fenstern kaum eine Stärke von $40^{mm}$.

Die erwähnte eiserne Deckleiste *v* ist noch an der oberen und unteren Seite des Fensters mit einer vortretenden Rippe versehen, welche sich auf die halbe Breite des Fensters nach beiden Seiten über dieses hinaus erstreckt und auf welche eine $3^{mm}$ dicke Messingleiste *w* geschraubt ist, um in den so gebildeten $10^{mm}$ weiten parallelen Nuten dicht vor den Glasscheiben die horizontal verschiebbaren beweglichen Holz-Jalousien $A_1$ Taf. II, Fig. 4 und 5, nach David's Construction anfzunehmen. Letztere bestehen aus verticalen $15^{mm}$ breiten und $8^{mm}$ starken Stäbchen von festem Holz, die an der einen Längskante mit einer Hohlkehle und an der anderen mit einem Rundstabe versehen sind. Diese Stäbchen werden durch zwei $60^{mm}$ breite, $3^{mm}$ starke Gurten, welche oben und unten durch quer durchstemmte Löcher durchgezogen und in den Endstäben gut befestigt sind (in der Detail-Zeichnung, Taf. II, punktirt angegeben), so zusammengehalten, dass diese Rouleaus mit einem Radius von $70^{mm}$ sowohl im rechten Winkel dicht an der Querwand hinter den Rückenpolstern der I. Classe hin, als auch neben einander vorhei (wie dies in der II. Classe erforderlich wird) sich leicht verschieben lassen, um ein Fenster frei zu machen. Die Endstäbe dieser Rouleaus sind zu dem Ende mit einem eingenieteten Knopfe oder aufgeschraubten Handgriff versehen. Bei den Rouleaus der I. Classe können die Stäbe abwechselnd aus einem hellen und dunkeln Holze gefertigt und von beiden Seiten polirt sein und bilden dann noch eine schöne Wandbekleidung, während bei denen der II. Classe die Stäbe aus Eichenholz gefertigt und gefirnisst sein können. Damit diese Jalousien beim Vorziehen vor die Fenster die Coupés nicht vollständig verdunkeln und ein Durchsehen ermöglichen, sind noch Reihen von 6 bis $8^{mm}$ weiter runder Löcher nach regelmässiger Zeichnung eingebohrt, die paarweise durch Schlitze verbunden sind.

Ausserdem sind in der I. Classe in der Mitte unter den Fenstern noch kleine $200^{mm}$ lange und $150^{mm}$ hohe Oeffnungen *B*, Taf. I, mit doppeltem Verschluss angebracht, um durch diese auf den Stationen vom Perron aus Zeitungen, Erfrischungen etc. in Empfang nehmen und den Begleitern beim Abschied eine Hand reichen zu können. Der vollkommen luftdichte Verschluss dieser Oeffnungen soll in der Weise hergestellt werden, dass an der Aussenseite eine kleine Blechthüre nach unten sich öffnet, die mittelst einer kleinen Kette oder starken Schnur von innen angezogen und mittelst Vorreiber geschlossen wird; ein zweiter Verschluss wird von Innen durch eine gepolsterte, gleichfalls nach unten sich öffnende Klappe mit Griff und Schnappschloss hergestellt.

Da in den Rauchcoupés der bisherigen Eisenbahnwagen die gewöhnlich in der Mitte unter den Fenstern angebrachten Aschenbecher nur von den Eksitzen aus bequem zu erreichen sind, während die in der Mitte sitzenden Passagiere jedesmal aufstehen müssen, um die Asche von den Cigarren abstreichen zu können, so wurden, um diesem Uebelstande zu begegnen, in den Rauchcoupés der I. Classe bei dem vorliegenden neuen Wagen ausser den erwähnten Aschenbechern unter den Fenstern der Seitenwände noch die mittleren beweglichen Armlehnen *C* mit Aschenbechern ausgestattet. Diese letzte Construction ist ebenfalls auf Taf. II, Fig. 9 u. 10, in $^1/_5$ der wirklichen Grösse dargestellt. Unterhalb des Armenlehnen-Gerippes ist eine flachovale Röhre von Eisenblech *D* angenietet, in welcher sich ein Schiebkästchen *z* von starkem Weissblech befindet, wobei die ringsum vorstehende Vorderwand aus einer ciselirten messingenen oder nensilbernen Platte mit einem eingenieteten Knopfe bestehen kann. Eine am Boden des Schiebkästchens angenietete Feder bewirkt den geschlossenen Gang und das Feststellen in jeder Stellung und um das gänzliche Herausziehen des Schiebkästchens seitens der Reisenden und das Verschütten des Inhalts zu verhindern, ist in der Mitte unter dem Boden noch der kleine Knopf $a_1$ eingenietet, welcher sich in einem entsprechenden Schlitz der ovalen Eisenblechhülle *D* bewegt und durch einen an der Vorderkante der letzteren quer eingeschraubten Stift $b_1$ begrenzt wird. Da die Wagenwärter zu letzterem allein einen kleinen Schlüssel haben, so können nur diese beim Reinigen der Wagen den Stift $b_1$ herausschrauben und die kleine Schieblade entleeren.

Die Einrichtung für den Verwundeten-Transport in der II. Classe ist sehr einfach und lassen sich ohne besondere Vorkehrung zu jeder Zeit in jedem dieser Wagen II. Classe 14 Lagerstellen zu einem Lazarethzug sehr rasch herstellen. Zu dem Ende werden zunächst, wie im Querschnitt der II. Classe im grössern Massstabe auf Taf. II durch Punktirung angegeben, die vordere Hälfte der festen Bänke *E* an der mittleren Längswand $250^{mm}$ weit vorgezogen und hierdurch ermöglicht, 4 bequeme Lagerstellen auf $1{,}85^{m}$ langen, $700^{mm}$ breiten Matratzen *F* in jeder Abtheilung zu gewinnen; weiter sind die Gepäcknetze *G* über diesen festen Bänken, wie bereits erwähnt, zum Aufklappen an die mittlere Längswand und zum Feststellen mittelst Vorreiber $d_1$ eingerichtet und lassen sich dann $1^{m}$ über den Sitzbänken 3 Tragbahren *H* an Lederriemen, die theils an der mittleren Längs-

Digitized by Google

wand, kurze Schleifen bildend, dauernd fest angebracht sind, theils an kräftigen eisernen Bügeln $c_1$, die an der Decke angeschraubt sind, eingezogen und angeschnallt werden, einhängen, und da die Länge dieser Feldtragbahren 2,65m beträgt, muss die mittlere Tragbahre um ca. 100mm höher oder tiefer aufgehängt werden, um die ca. 20mm übereinander greifenden Handgriffe der aneinanderstossenden Tragbahren mit denselben Riemen aufhängen zu können.

Das Ein- und Ausbringen der Tragbahren mit den Verwundeten geschieht bei diesen Wagen ebenfalls viel leichter als bei den bisherigen Wagen IV. Classe mit Endperrons, da die Thüren näher an der Längsseite angebracht sind, wodurch das Geländer der Treppen nicht hinderlich wird, und sich noch ein zweiter 300mm breiter Thürflügel *J*, gewöhnlich mit Kantenriegel verschlossen, öffnen lässt. Die Klappsitze an den Aussenwänden bieten den grossen Vortheil, dass nöthigenfalls noch eine Anzahl Leichtverwundeter in diesen Wagen neben den Lagerstellen für Schwerverwundete befördert werden können; ausserdem eignen sich diese Klappsitze ganz vorzüglich zum Aufsteigen für das Wärter- und ärztliche Personal, um die Verwundeten auf den oberen Lagerstellen besser bedienen und verbinden zu können; auch können die Kranken auf den unteren Lagerstellen die belasteten Klappsitze nebenbei als Tische benutzen.

Da der Raum-Inhalt eines solchen Wagens 51,30cbm beträgt, so kommen auf jede der 14 Lagerstellen 3,664cbm Luft, während in den preussischen Lazarethwagen (IV. Classe) van 7,70m Länge nur 12 Lagerstellen vorhanden sind und hier auf jede Lagerstelle nur 3,89cbm Luft vorhanden sind. Ausserdem liegen die Kranken an der mittleren Längswand geschützter und sind weniger dem Luftzug ausgesetzt, die Ventilation ist ungleich vollkommener, durch die Schiebjalousien lassen sich die Sonnenstrahlen vollkommen abhalten und das Licht kann den Kranken entsprechend genau regulirt werden, was bisher gänzlich fehlte.

Aus nachstehender Uebersicht der Raumverhältnisse der verschiedenen Personenwagen-Gattungen geht hervor, dass das neue Wagensystem sowohl in der I. als II. Classe bei gleicher Kastenlänge die verhältnissmässig grösste Zahl von Personen fasst und dabei die grössten Gangbreiten bei möglichst günstiger Breite und Tiefe der Sitze aufweist, sowie eine grössere Bodenfläche pro Sitzplatz in den oberen Classen nur bei einer Wagengattung und in den unteren Classen bei 2 Wagengattungen gefunden wird, wie auch das neue Wagensystem in Betreff des grösseren Rauminhalts pro Sitzplatz bei den oberen und unteren Classen nur von je einer Wagengattung übertroffen wird.

Wie bereits erwähnt wurde, können diese Wagen sowohl, wie in der Zeichnung dargestellt, zur Hälfte als I. Classe combinirt mit einem halben Wagen II. Classe, als auch ebenso grosse Wagen mit nur einer dieser Classen hergestellt werden, wie auch solche Wagen mit besonderen Coupés für Toilette und Retiraden eingerichtet werden können, in welchem Falle der Wagenkasten um 0,75m länger werden muss. Bei der vorliegenden Wageuzeichnung wurde von dieser letzteren Einrichtung Abstand genommen, weil dieser Wagen zunächst für Localbahnen construirt wurde, wo bei langsamer Fahrt und längerem Aufenthalt auf den Stationen nicht das Bedürfniss zu solchen Einrichtungen vorliegt.

Als Vortheile des neuen Wagensystems sind anzuführen:

1) Die Coupéwagen mit Intercommunication bieten zunächst durch die überdachten Endperrons mit den breiten bis in die Nähe des Erdbodens herabreichenden und mit Handleisten versehenen Treppen beim Ein- und Aussteigen ungleich grössere Sicherheit und Bequemlichkeit als die Coupéwagen mit Seitenthüren und blos zwei über einander gelegenen steilen Trittstufen.

2) Durch die eigenthümliche Anordnung des Seitenganges erlangt man bei der oberen Classe die Annehmlichkeit, ungestört von dem übrigen Verkehr in die einzelnen Coupés unter freier Wahl der Gesellschaft sich zurückziehen, durt unbelästigt von der durch den Seitengang vermittelten Intercommunication ausruhen, lesen und sich unterhalten zu können, während bei der unteren Classe durch die neue Einrichtung der Länge- und Klappsitze sowohl die Intercommunication ermöglicht, als auch ebensoviele bequeme Sitzplätze als die bisherigen Wagen IV. Classe Stehplätze enthielten, gewonnen werden.

3) Durch die seitliche Intercommunication können die Reisenden bei Unfällen (Achsenbrüchen, Feuer etc.) im Zuge

**Uebersicht der Raumverhältnisse der verschiedenen Personenwagen-Gattungen.**

| Laufende No. | Gattung der Personenwagen. | Zahl der Plätze | Aeussere Dimensionen des Wagenkastens Breite m | Länge m | Ganze Breite m | Sitze Breite m | Tiefe m | Auf 1 Platz kommen Bodenfläche qm | Cub.-Inhalt Luft cbm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **A. Untere Classen.** | | | | | | | | |
| 1 | System Heusinger von Waldegg II. Classe | 60 | 3,20 | 7,50 | 0,900 | 0,49 | 0,50 | 0,376 | 0,855 |
| 2 | Gewöhnliche Coupéwagen III. Classe (Oberschl. Eisenbahn) | 40 | 2,68 | 7,0 | 0,627 | 0,50 | 0,50 | 0,409 | 0,818 |
| 3 | Gewöhnliche Stehwagen IV. Classe (Hannoversche Staatsbahn) | 60 | 2,70 | 7,70 | — | — | — | 0,318 | 0,636 |
| 4 | Französische Herault-Bahnen II. Classe (Längssitze) | 60 | 3,10 | 6,78 | 0,630 | 0,44 | 0,382 | 0,319 | 0,636 |
| 5 | Belgische Staatsbahnen II. Classe (Dampfomnibus mit Längssitzen) | 44 | 3,005 | 6,10 | 0,440 | 0,48 | 0,45 | 0,369 | 0,653 |
| 6 | Personenwagen III. Classe mit Durchgang in der Mitte (Saarbrücker Bahn) | 50 | 2,900 | 8,10 | 0,470 | 0,45 | 0,52 | 0,448 | 0,826 |
| | **B. Obere Classen.** | | | | | | | | |
| 7 | System Heusinger von Waldegg I. Classe | 38 | 3,20 | 7,50 | 0,650 | 0,59 | 0,60 | 0,584 | 1,281 |
| 8 | Gewöhnliche Coupéwagen II. Classe (Rheinische Eisenbahn) | 32 | 2,68 | 7,40 | 0,550 | 0,60 | 0,60 | 0,540 | 1,109 |
| 9 | Schweizer Wagen II. Classe mit Durchgang (Vereinigte Schweizer-Bahnen) | 30 | 2,85 | 7,10 | 0,550 | 0,55 | 0,62 | 0,584 | 1,360 |
| 10 | Belgische Staatsbahnen I. Classe (Dampfomnibus mit Längssitzen) | 44 | 3,005 | 6,10 | 0,440 | 0,48 | 0,45 | 0,369 | 0,653 |
| 11 | Gewöhnliche 6rädrige Coupéwagen II. Classe (1 Coupé I. Classe und 4 Coupés II. Classe). (Braunschw. Eisenbahn-Gesellschaft) | 38 | 2,68 | 10,20 | (0,580 / 0,550) | (0,60 / 0,56) | (0,60 / 0,62) | 0,633 | 1,278 |

Digitized by Google

bald die Hülfe der Fahrbeamten anrufen und sich aus den gefährdeten Wagen zurückziehen.

4) Durch den freien Verkehr in den Wagen sind die Passagiere gegen Verschleppungen auf unrichtige Routen, sowie gegen Ueberfälle und Beraubungen mehr gesichert.

5) Bei längeren Touren können die Reisenden von Zeit zu Zeit ihren Platz verlassen und die steif gewordenen Glieder recken, sowie ihnen auch die Möglichkeit geboten ist, zu jeder Zeit die im Zuge befindliche Toilette und Retirade benutzen zu können.

6) Die Schaffner können mit der grössten Sicherheit während der Fahrt die Billetcontrole vornehmen, auch kann das Wagenpersonal vermindert werden.

7) Die steifere und solidere Construction der Seitenwände bietet bei einem etwaigen Zusammenstoss ungleich grössere Widerstandsfähigkeit und Sicherheit als die bisherigen durch die vielen Seitenthüren geschwächten Coupéwagen.

8) Bei den neuen Wagen ist ein erleichterter Verkehr in den Bahnhöfen dadurch möglich, dass kein Zug den Verkehr hemmt, weil jeder Wagen an den Endperrons ohne Gefahr bequem überstiegen werden kann.

9) Die vielen Gefahren, welche die Passagiere durch Herausfallen, in Folge Anlehnens an die mangelhaft verschlossenen Thüren während der Fahrt, ausgesetzt sind, werden beseitigt.

Gegen die älteren von mir construirten Coupéwagen mit Seitengang bieten die oben beschriebenen neuen Intercommunicationswagen noch folgende Vortheile:

10) Da meine älteren Wagen mit Seitengang 3 Längswände mit Fenster etc. haben, so sind sie bedeutend theurer als die bisherigen Coupéwagen mit Seiteneingängen zu beschaffen und die allgemeine Einführung wurde hierdurch erschwert, während bei meinem neuesten System die mittlere Längswand mit Fenstern und Thüren wegfällt und die Anschaffung nicht wesentlich theurer kommt als die bisherigen Coupéwagen mit Seiteneingängen.

11) Bei den neuen Wagen wird durch die festen nicht beweglichen Fenster und die vollkommene Ventilation jede Zugluft und Staub von den Reisenden abgehalten und stets reine frische Luft während der Fahrt reichlich zugeführt, die zugleich im Winter gleichmässig und andauernd erwärmt wird; die Wagen sind daher im Winter wärmer und kann deren Lüftung im Sommer durch Oeffnen der rückwärtigen Thüren nach den Perrons noch vermehrt werden.

12) Der Schutz gegen Sonnenstrahlen, welcher bisher nur sehr mangelhaft und nur in den oberen Klassen durch Vorhänge, die beständige Reparaturen veranlassen, bewerkstelligt wurde, wird auf das Vollkommenste durch die neuen seitlich verschiebbaren Holzjalousien für beide Wagenclassen erreicht.

13) Das unangenehme, monotone Geräusch während der Fahrt durch das Klirren der Fensterrahmen, Klappern der Vorhängstangen und Flattern der Vorhänge etc. kommt nicht mehr vor.

14) Bei meinem neuen Wagensystem sind die folgenden Nachtheile meines älteren Systems mit Seitengang vollständig beseitigt:

a. Die Sitzplätze der oberen Classen mussten, um die Intercommunication in geschlossenen Seitengang zu erleichtern, in der Breite vermindert werden und wurde es deshalb vielfach vorgezogen, in der Wagenbreite einen Sitz weniger anzunehmen, während jetzt durch Beseitigung der festen mittleren Längswand der Seitengang ohne Nachtheil für die Communication in der Breite um 100$^{mm}$ beschränkt werden kann, indem die Quergänge der Coupés hinreichend Gelegenheit zum Ausweichen bieten.

b. Die Coupés für Damen und Nichtraucher wurden beim Oeffnen der Thüren nach dem Seitengang, wo sich die Raucher gern anfhalten, durch Tabacksrauch belästigt, was jetzt durch Anbringen von Schiebethüren in den Scheidewänden der Coupés vermieden wird.

c. Auf den Sitzplätzen nächst dem Seitengang wurde das Lesen durch die häufige Passage im Seitengang und durch unklares Licht gestört, auch war vielen Passagieren die stetige Bewegung in dem ganz freien Seitengang während der Fahrt unangenehm.

d. Die Schaffner konnten, wenn der Seitengang nach dem Einsteigeperron zu stehen kommt, von hier aus nicht übersehen, wie weit die Coupés besetzt sind.

Auch diese beiden letzteren Nachtheile sind bei der neuen Einrichtung beseitigt.

---

# Einige ausgeführte Hanfseiltransmissionen.*)

Von **F. Bock**, Assistent an der königl. technischen Hochschule in München.

(Vorgetragen in der Generalversammlung des Bayerischen Bezirksvereines vom 3. August 1879.)

(Hierzu Tafel III.)

Ein im Engineer (1877, S. 443) veröffentlichter Aufsatz über Hanfseiltrieb hebt ausser den bekannten Vortheilen desselben, als Einfachheit, Wohlfeilheit und ruhigem Gang noch besonders hervor, dass bei Anwendung mehrerer Seile der Bruch eines Seiles nicht das Abstellen des ganzen Werkes erfordert, sondern dass der Schaden nach Feierabend ausgebessert werden kann, und dass bis dahin die ganze Kraft leicht durch die noch übrigen Seile übertragen wird, da dieselben nur mit sehr geringer Spannung arbeiten. Ferner dürfen des ruhigen Ganges wegen die Transmissionsscheile schwächer gehalten werden als bei Räderwerk, und kleine Ungenauigkeiten in der Montage, welche bei Letzterem zu starker Abnutzung der Lager und zu Brüchen führen können, sind vermöge der Biegsamkeit der Seile vollkommen unschädlich gemacht. Das Preisverhältniss der Seile gegen Riemen — bei gleicher Kraftübertragung — ist zu $^1/_3$ angegeben, und obgleich Seilscheiben bedeutend theurer sind als Riemscheiben, verhalten sich doch die Transmissionseinrichtungskosten für Seiltrieb gegen Riementrieb wie 2 : 3 bis 1 : 2.

Folgende Tabelle enthält die Resultate einiger Reibungsversuche, welche nach obigem Aufsatz in der Weise angestellt wurden, dass das Seil über eine festgehaltene Scheibe mit V-förmiger Rinne von einem Keilwinkel = 40°, der sich am besten bewähren soll, gelegt, an einem Ende $S_1$ belastet, und an dem anderen ein Gewicht $S_2$ angehängt wurde, welches gerade im Stande war, $S_1$ am Sinken zu verhindern. Die

*) Vergl. Bd. XX, 1876, S. 398 und 542.

Digitized by Google

Versuche mit Riemen wurden in gleicher Weise durchgeführt; nur dass an die Stelle der Seilscheibe eine Riemenscheibe trat.

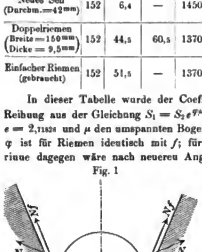
Der Quotient $\frac{S_1-S_2}{S_1}$ giebt, mit $S_1$ multiplicirt, die Kraft an, welche am Umfang der Scheibe dieselbe zu drehen sucht; er findet sich ebenfalls in der Tabelle aufgenommen.

**Resultate von Reibungsversuchen.**

| Seil resp. Riemen. | $S_1$ k | $S_2$ k (trocken) | $S_2$ k (geschmiert) | Scheibendurchm. mm | $\frac{S_1-S_2}{S_1}$ (trocken) | $\frac{S_1-S_2}{S_1}$ (geschmiert) | $f$ (trocken) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Abgenutztes Seil (Durchm. = 57 mm) | 152 | 25,5 | 46 | 1450 | 0,83 | 0,7 | 0,20 |
| Neues Seil (Durchm. = 48 mm) | 152 | 12,7 | 41 | 1450 | 0,92 | 0,73 | 0,27 |
| Neues Seil (Durchm. = 42 mm) | 152 | 6,4 | — | 1450 | 0,96 | — | 0,34 |
| Doppelriemen (Breite = 150 mm, Dicke = 9,5 mm) | 152 | 44,5 | 60,5 | 1370 | 0,71 | 0,6 | 0,29 |
| Einfacher Riemen (gebraucht) | 152 | 51,5 | — | 1370 | 0,66 | — | 0,34 |

In dieser Tabelle wurde der Coefficient $f$ der gleitenden Reibung aus der Gleichung $S_1 = S_2 e^{f\varphi}$ bestimmt, in welcher $e = 2{,}71828$ und $\mu$ den umspannten Bogen der Scheibe bedeutet. $\varphi$ ist für Riemen identisch mit $f$; für das Seil in der Keilrinne dagegen wäre nach neueren Angaben $f$ aus $\varphi$ auf folgende Weise zu bestimmen:

Fig. 1




Wird ein Seilquerschnitt (Fig. 1) durch eine Kraft $P$ in eine Keilnut vom Keilwinkel $2\alpha$ gepresst, so wirken auf denselben ausser $P$ die Normaldrücke $N$, $N$ und die dem Eindringen des Seiles in die Keilnut widerstehenden Reibungen $Nf$, $Nf$, welche 5 Kräfte, da die Anordnung symmetrisch ist, im Gleichgewicht sind, wenn

$$P = 2N \sin\alpha + 2Nf\cos\alpha.$$

Die zum Verschieben des Seilquerschnittes in der Längsrichtung der Keilnut erforderliche Kraft ist danach

$$K = 2Nf = \frac{Pf}{\sin\alpha + f\cos\alpha},$$

während bei glatter Scheibe $K = Pf$ wird.

Für den Fall einer Keilnut ist also $\varphi = \frac{f}{\sin\alpha + f\cos\alpha}$ zu setzen, woraus $f = \frac{\varphi\sin\alpha}{1-\varphi\cos\alpha}$ für die Beispiele mit Hanfseil obiger Tabelle zu berechnen wäre.

Wendet man diese Methode auf die Versuchsresultate obiger Tabelle an, so ergiebt sich $f$ für Hanfseil auf Gusseisen sehr abweichend von dem bekannten Werth 0,28. Diese Erscheinung erklärt sich wol auf folgende Weise:

Denkt man sich den Seilquerschnitt und die Keilnut starr, so treten bei Wirkung einer Kraft $P$ die Reibungen $Nf$, $Nf$ zwar auf, jedoch sind im gleichen Moment Querschnitt und Keilnut relativ in Ruhe und einem Weitereindringen des Querschnittes widersteht nicht die Reibung, sondern die Festigkeit der beiden Materialien, und es gelten, da von $P$ durch Reibung nichts absorbirt wird, die Gleichungen:

$$P = 2N\sin\alpha \quad \text{und} \quad f = \varphi\sin\alpha.$$

Ist der Keil nun aber elastisch, z. B. ein Seilquerschnitt, so wird, wenn $P$ zu wirken anfängt, ein Eindringen des Seiles in die Nut stattfinden und dabei durch Reibung ein Theil von $P$ absorbirt werden; doch wird das Eindringen des Keiles aufgehört haben, ehe das Maximum der Normaldrücke erreicht ist, so dass obige Gleichgewichtsgleichung die Form erhält:

$$P = 2N\sin\alpha + 2N\varkappa f\cos\alpha,$$

wobei $0 < \varkappa < 1$ ist; ferner wird $\varphi = \frac{f}{\sin\alpha + \varkappa f\cos\alpha}$, und mittelst dieser Gleichung könnte bei bekanntem $f$ durch Versuche $\varkappa$ für verschiedene Materialien bestimmt werden. $\varkappa$ fällt nach obigen Versuchen so klein aus, dass es vernachlässigt werden kann; der Reibungscoefficient $f$ der Tabelle wurde deshalb auch mittelst der Gleichung: $f = \varphi\sin\alpha$ bestimmt.

Um eine untere Grenze für den $\angle\alpha$ zu finden, folgen wir der von Herrn Prof. Klingenfeld im Civ.-Ing. 1878, Hft. 6 veröffentlichten Theorie der Reibung in Keilnuten und setzen, um $\alpha$ mit Sicherheit nicht zu klein zu erhalten, $\varkappa = 1$.

Nimmt die Kraft $P$ ab bis $P_0$, so suchen die Normaldrücke $N$, $N$ den Seilquerschnitt aus der Nut zu verdrängen, während nun die Reibungen $Nf$, $Nf$ denselben am Zurückgehen hindern. Soll $P_0$ gerade im Stande sein, mit Hilfe der Reibungen den Normaldrücken das Gleichgewicht zu halten, so muss

$$P_0 = 2N\sin\alpha - 2Nf\cos\alpha$$

sein.

Beim Seiltrieb soll zum Herausziehen des Seiles aus der Nut an der Ablaufstelle keine Arbeit erforderlich sein, arbeit soll $\varphi$ möglichst gross, daher $\alpha$ möglichst klein ausfallen; desshalb ist für $P_0$ dessen kleinster positiver Werth, nämlich 0 zu wählen, wodurch $f = \operatorname{tg}\alpha$ und $\alpha = \varrho$ (Reibungswinkel) sich ergiebt. Danach würde für die erste Horizontalspalte obiger Tabelle der Keilwinkel $2\alpha = 22°$, für den Fall der zweiten Spalte $2\alpha = 30°$, für den der dritten Spalte $2\alpha = 40°$ sich ergeben. Reuleaux's Constructeur giebt diesen Winkel für Treibschnüre zu 30° an, während Seilscheiben der Pariser Ausstellung übereinstimmend mit den Scheiben dieser Versuche einen Keilwinkel $= 40°$ zeigten, und die neuesten Ausführungen mit diesem Winkel bis 50° gehen. Die Praxis lässt also, damit sicher keine Kraft zum Entfernen des Seiles aus der Nut erforderlich ist, dieses Entfernen durch die Normaldrücke der Keilseiten selbst besorgen; es behält dabei $P_0$ einen positiven Werth.

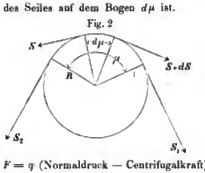
Im Betriebe wird der Druck, mit dem das Seil in die Rinne gepresst wird, durch die im Seil auftretende Centrifugalkraft verringert; soll daher eine Kraft $K = S_1 - S_2$ übertragen werden, so müssen die Spannungen $S_1$ und $S_2$ grösser sein, als der Gleichung $S_1 = S_2 e^{f\mu}$ entspräche, und es kann diese Vergrösserung von $S_1$ und $S_2$ auf verschiedene Weise bestimmt werden.

Folgen wir zuerst der von Prof. Herrmann in Weissbach's Ingenieur- und Maschinenmechanik Bd. 3, S. 306 darüber gegebenen Entwickelung und wirke in Fig. 2 an einem Ende des Seiles, welches den Bogen $\mu$ umspannt, eine Kraft $S_1$, während $S_2$ das Seil gerade am Gleiten zu verhindern im Stande ist; ebenso wirken an den Enden eines Bogenelementes von der Länge $Rd\mu$ die Spannungen $S$ und

Digitized by Google

$S + dS$, wobei für den Grenzfall des Gleitens $dS =$ der Reibung $F$ des Seiles auf dem Bogen $d\mu$ ist.

Fig. 2




Nun ist $F = q$ (Normaldruck — Centrifugalkraft)

$$= q\left(S\sin\frac{d\mu}{2} + (S+dS)\sin\frac{d\mu}{2} - \frac{R\,d\mu\,q}{g}\cdot\frac{v^2}{R}\right),$$

wobei unter $v$ die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe, unter $q$ das Gewicht der Längeneinheit Seil verstanden ist.

Mit $\sin\frac{d\mu}{2} = \frac{d\mu}{2}$ und $dS\,d\mu = 0$ wird

$$dS = F = q\left(S\,d\mu - q\frac{v^2}{g}\,d\mu\right) \text{ oder}$$

$$q\,d\mu = \frac{dS}{S - q\frac{v^2}{g}}.$$

Hieraus ergiebt sich durch Integration zwischen den Grenzen 0 und $\mu$, resp. $S_1$ und $S_2$

$$q\mu = \ln\frac{S_1 - q\frac{v^2}{g}}{S_2 - q\frac{v^2}{g}}.$$

Damit wird die auf die Scheibe übertragene Umfangskraft $K$:

$$K = S_1 - S_2 = \left(S_2 - q\frac{v^2}{g}\right)(e^{q\mu} - 1),$$

und hieraus

$$S_2 = \frac{K}{e^{q\mu} - 1} + q\frac{v^2}{g}$$

$$S_1 = \frac{e^{q\mu}K}{e^{q\mu} - 1} + q\frac{v^2}{g}.$$

Einfacher gelangen wir jedoch zum gleichen Resultat unter Zugrundlegung eines graphischen Verfahrens.

Es sei die der Centrifugalkraft wegen erforderliche Vergrösserung von $S_1$ und $S_2$ je $\frac{C}{2}$. Denkt man sich dann die in den Elementen des den Bogen $\mu$ umspannenden Seiles auftretenden Centrifugalkräfte $c$ (Fig. 3) zu dem Kräftepolygon $a\,d\,b$ (Fig. 4) zusammengefasst, so bildet dieses einen Kreis mit dem Centriwinkel $\mu$. Die durch die Schlusslinie $a\,b$ dargestellte Mittelkraft der Kräfte $c$ muss nun mit den in den beiden Seilenden hervorgerufenen Widerständen $\frac{C}{2}$ im Gleichgewicht stehen.

Fig. 3

Fig. 4

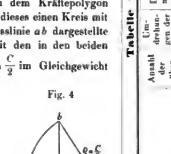



**Tabelle über die Verhältnisse von ausgeführten Hanfseil-Transmissionen.**

| Ort. | Anzahl über-tragenen Pferde-stärken | Um-drehungen der Trieb-scheibe pro Minute | Durch-messer der Trieb-scheibe mm | Durch-messer der getriebenen Scheibe mm | Anzahl der Seile | Anzahl der pro Seil über-tragenen Pferde-stärken | Seilge-schwindig-keit in Meter pro Sekunde | Um-fangs-kraft $K$ Seil | Seil-durch-messer mm | Um-spannter Bogen der grösse-ren Scheibe $\mu$ | Keil-winkel $2\alpha$ | $\gamma = \frac{\sin\alpha}{\alpha}$ $(\alpha = 0{,}35)$ | Ohne Einfluss der Centrifugalkraft: $S_1$ min. kg | Ohne Einfluss der Centrifugalkraft: $S_2$ min. kg | Mit Einfluss der Centrifugalkraft: $S_1$ min. kg | Mit Einfluss der Centrifugalkraft: $S_2$ min. kg | Seilspan-nung: Kilogr. pro Quadr.-zentim. Seil-querschnitt | Seil-gewicht: Kilogr. pro Meter Länge | Im Betriebe seit: |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Webерei von J. H. Smith in Brad-ford. (Fig. 1) | 238 | 75 | 3048 | 1524 | 7 | 34 | 11,94 | 213 | 38 | 3,6 | 40° | 0,8 | 2453,2 | 2693 | 2566,9 | 43,9 | 0,42 | 0,94 | |
| Nicoll's Jute-Spinnerei in Dundee. | 400 | 43 | 6705 | 1660 | 18 | 22 | 15,09 | 110 | 53 | 2,6 | 40° | 0,8 | 1225,6 | 1546 | 1468,0 | 58,0 | 0,276 | 1,83 | |
| Samuggar's Jute-Manufactur in Calcutta. | 1000 | 43 | 8534 | 2080 | 25 | 40 | 19,2 | 156 | 53 | 2,5 | 40° | 0,8 | 1804,4 | 2424 | 2493,3 | 93,3 | 0,118 | 1,83 | |
| Lindgen's Spinnerei in Hochsee-kirch. | 88 | 53 | 5460 | 1500 | 7 | 12,6 | 15,3 | 62 | 46 | 2,6 | 40° | 0,8 | 709,8 | 858 | 1035,7 | 41,7 | 0,043 | 1,38 | |
| Heyerdahl's Segelstofffabrik in Christiania. | 270 | 122 | 3570 | 1500 | 13 | 20,8 | 22,4 | 70 | 46 | 2,8 | 40° | 0,8 | 784,4 | 854 | 1484,4 | 78,4 | 0,089 | 1,38 | |
| Spinnerei der Herren Crespi in Mailand. | 290 | 100 | 3880 | 2715 | 12 | 24,2 | 19,0 | 91,2 | 45 | 3,1 | 48° | 0,7 | 103 | 114 | 161 | 69,8 | 0,10 | 1,44 | Juli 1875 |
| Neubau der mechanischen Baumwoll-Spinn. u. Weberei Augsburg. (Fig. 4) | 400 | 116 | 3280 | 2715 | 20 | 20 | 19,0 | 75,3 | 45 | 3,1 | 48° | 0,7 | 85,3 | 95,9 | 143,3 | 67,9 | 0,09 | 1,44 | Febr. 1875 |
| Baumwollspinnerei Kolin a. Rh. (Fig. 5) | 200 | 58 | 5860 | 2460 | 12 | 16,4 | 17,6 | 71,9 | 40 | 3,1 | 48° | 0,7 | 80,3 | 93,9 | 116,4 | 45,4 | 0,092 | 1,15 | Nov. 1876 |
| Neue Baumwollspinnerei Hof. (Fig. 7) | 360 | 48 | 5490 | 2700 | 20 | 18,0 | 13,6 | 100 | 45 | 3,1 | 48° | 0,7 | 113 | 13 | 140,2 | 40,2 | 0,08 | 1,14 | Dec. 1876 |
| Baumwoll-Feinspinnerei Augsburg. (Baumwollseil.) | 15 | 132 | 1170 | 1100 | 4 | 3,75 | 24,3 | 11,4 | 19 | 3,1 | 30° | 1,4 | 12,4 | 0,84 | 28,0 | 16,4 | 0,099 | 0,26 | 1876 |

Digitized by Google

Ist wieder $q$ das Gewicht von 1 m Seil, $v$ die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe in Metern, so findet sich $\varrho$ aus der Gleichung

$$\Sigma c = \frac{r\,\mu\,q}{g}\,\frac{v^2}{r}$$

und aus Fig. 4:

$$\Sigma c = \mu\varrho$$

zu

$$\varrho = q\,\frac{v^2}{g}.$$

In Fig. 4 ist aber $\Delta\,abc$ das Kräftepolygon für die Mittelkraft der Kräfte $c$ und die beiden Seilspannungen $\frac{C}{2}$; daraus folgt:

$$\frac{C}{2} = \varrho = q\,\frac{v^2}{g},$$

d. h. $S_1$ und $S_2$ sind je um $q\frac{v^2}{g}$ zu vergrössern, damit die Umfangskraft $P = S_1 - S_2$ übertragen werden kann, und zwar unabhängig von der Grösse des umspannten Bogens $\mu$. $S_1$ und $S_2$ sind dabei diejenigen Spannungen, welche gerade genügen, die Umfangskraft $K$ zu übertragen; der Sicherheit wegen werden jedoch diese Spannungen in der Praxis grösser genommen. Wollte man dieselben bei einem vorliegenden Seiltrieb genau erfahren, so hätte man nur die Seileinsenkung während des Betriebes zu messen, was bei ruhig laufenden Seilen wohl nicht schwer sein dürfte.

Ist $v$ so gross, dass $q\frac{v^2}{g} = S_2$, also $K = 0$, so wird $S_1 = S_2$; das Seil wird dann durch die Centrifugalkraft von der Scheibe abgehoben, und es kann keine Kraft mehr übertragen werden.

Oben genannter Aufsatz im Engineer empfiehlt, der Vergrösserung des vom Seil umspannten Bogens wegen, das gespannte Seiltrumm wo möglich nach unten zu legen und macht den bemerkenswerthen Vorschlag, den Hanfseiltrieb der ihm innewohnenden Elasticität wegen für Walzwerke zu verwenden. Wol die erste Verwerthung dieses Vorschlages geschah durch die Filiale Escher Wyss zu Ravensburg bei der Anlage des in Fig. 2, Taf. III skizzirten Hüttenwerkes Hammerau bei Reichenhall, und es soll sich nach einem Zeugniss der betreffenden Hüttenverwaltung der Seiltrieb für diesen Zweck vorzüglich eignen.

Die Daten der in besagtem Aufsatz erwähnten Seiltriebwerke und der in Fig. 3, 4, 5 und 7 gegebenen, in den Originalen von der Direction der Maschinenfabrik Augsburg mir gütigst zur Verfügung gestellten Hanfseiltriebe, sowie diejenigen eines kleinen Baumwoll-Seiltriebes der Feinspinnerei Augsburg nebst Berechnung von $S_1$ und $S_2$ nach obigen Gesichtspunkten sind in der vorstehenden Tabelle übersichtlich zusammengestellt.

# Patent-Präcisions-Steuerung.

Von **Menck & Hambrock** in Ottensen bei Altona.

(Hierzu Taf. IV.)

Die vorliegende Patent-Präcisions-Steuerung schliesst sich im Allgemeinen der bekannten Doppel-Schieber-Steuerung an, bei welcher der Füllungsgrad durch Veränderung der Voreilung des Expansions-Excenters variabel gemacht ist und weicht nur dadurch von derselben ab, dass zur Bewegung des Expansionsschiebers ein kleiner Dampfcylinder eingeschaltet ist, wodurch die langsame Bewegung des Expansionsschiebers in eine ruckweise verwandelt wird, welche den präcisen Dampfabschnitt zur Folge hat.

Wie aus der Zeichnung hervorgeht, sitzt der Kolben des kleinen Dampfcylinders (Steuercylinder) auf der verlängerten Expansionsschieberstange und das Expansions-Excenter bewegt an Stelle des grossen Expansions-Schiebers nur den kleinen Schieber des Steuer-Cylinders. Die Voreilung dieses Excenters ist durch den Regulator in folgender Weise verstellbar gemacht.

Die Hauptwelle treibt durch Zahnräder eine hohle Nebenwelle mit gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit. Von dieser Nebenwelle wird zunächst der Regulator durch Kegelräder betrieben und dann eine in der hohlen Welle steckende achsial durch den Regulator verschiebbare Spindel mitgenommen. Auf dieser Spindel sitzt lose das Excenter für den Steuerschieber. Das Excenter wird durch gerade Nuth und Feder von der Spindel mitgenommen und die Spindel selbst erhält Drehung durch die hohle Welle vermittelst schraubenförmig gewundener Nuth und Feder. Durch achsiale Verschiebung der Spindel wird somit eine Drehung des Excenters erzielt, deren Ausschlag beliebig gross gemacht werden kann, so dass alle Füllungen von Null bis voll zu erreichen sind.

Zur Auffangung der ruckweisen Bewegungen des Steuercylinders ist mit der nach hinten verlängerten Expansions-Schieberstange ein doppelt wirkender Luftbuffer mit Einlassventilen aus Blattfedern in Verbindung gebracht.

Diagramme, genommen an einer Dampfmaschine, 275mm Cylinderdurchmesser, 550mm Hub, mit Menck & Hambrock's Patent-Präcisions-Steuerung.

Fig. 1.
Leergang (nur mit Transmission).

Dampfspannung im Kessel . . . . . 5,3 Atm.
Mittl. Dampfspannung aus dem Diagramm . 0,613 „
Zahl der Umdrehungen . . . . . 73

$N_i = 6{,}5$ Pferdest.

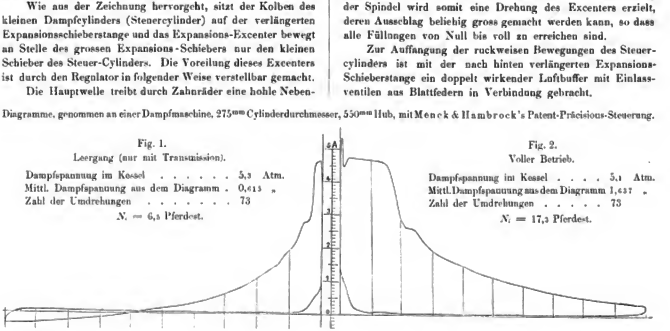


Fig. 2.
Voller Betrieb.

Dampfspannung im Kessel . . . . 5,1 Atm.
Mittl. Dampfspannung aus dem Diagramm 1,627 „
Zahl der Umdrehungen . . . . . 73

$N_i = 17{,}3$ Pferdest.



Digitized by Google

Durch Anwendung von doppelten Schieberspiegeln sind die verlorenen Räume in den Dampfcanälen so reducirt, dass sie nicht grösser als bei Ventil- oder Corlissmaschinen sind und die tiefe Lage des Schiederkastens erlaubt ein freies Ablaufen des Condensationswassers.

Die vorliegende Steuerung soll dieselbe Gleichmässigkeit des Ganges wie eine Corliss- oder Ventilsteuerung gewähren; die Arbeit, welche der Regulator durch Drehung des kleinen Excenters zu verrichten hat, soll nicht grösser sein, als die Auslöse-Arbeit bei einer Corliss-Klinke. Der Dampfabschnitt ist genau ebenso rasch, wie bei den besten Präcisions-Steuerungen und nach der Erfinder Angaben steht deren Steuerung den Corliss- und Ventil-Steuerungen in ihren Leistungen betreffs Oekonomie und Gleichmässigkeit des Ganges vollkommen gleich.

Was der neuen Steuerung eigenthümlich ist, ist das Fehlen von Klinken oder Auslöse-Vorrichtungen, da der Expansionsschieber sowohl hin als her durch Dampfdruck bewegt wird. Das Dampfabsperr-Organ ist ein einfacher Flachschieber, der durch starke ruckweise Bewegungen nicht leiden kann. Dadurch und weil keine Auslöse-Vorrichtungen vorhanden sind, kann man die Stärke des Dampfdruckes resp. den Durchmesser des Steuercylinders ohne Anstand so gross wählen, dass die veränderliche Stopfbüchsen-Reibung keinen Einfluss auf den regelmässigen Gang der Steuerung ausüben kann. Der Vortheil der neuen Steuerung liegt in ihrer Anwendbarkeit für die schnelllaufendsten Maschinen, welches erhöhter Zuverlässigkeit bei Maschinen mit gewöhnlicher Geschwindigkeit entspricht, verbunden mit Einfachheit des Mechanismus, Billigkeit und leichter Wartung.

Ausgeführte Maschinen haben die Zuverlässigkeit der neuen Steuerung bei raschem Dampfabschnitt bewiesen. In der Fabrik der Erfinder ist z. B. eine solche Maschine aufgestellt, die regelmässig mit 140 Umdrehungen arbeitet und zeitweise mit 200 Umdrehungen und darüber gelaufen hat.

Die vorstehenden beiden Holzschnitte geben die an einer mit der neuen Präcisions-Steuerung ausgerüsteten Dampfmaschine genommenen Diagramme; Fig. 1 für den Leergang der Maschine (nur mit Transmission), Fig. 2 für vollen Betrieb.

---

# Ueber schnellgehende Dampfmaschinen.

Von **Otto Köhler**, Assistent für Maschinenbau an der königl. techn. Hochschule zu Aachen.

(Vorgetragen in der General-Versammlung des Aachener Bezirksvereines vom 5. November 1879.)

Bei unseren Dampfmaschinen verkleineren sich bis zu einer bestimmten Grenze der Dampfverbrauch und damit die Betriebskosten mit abnehmender Füllung; umgekehrt dagegen wachsen die Dimensionen, also die Anlagekosten. Es existirt daher ein ökonomisch günstigster Füllungsgrad, mit welchem die geringsten Gesammtkosten verbunden sind. Dieser ökonomische Füllungsgrad wird um so kleiner ausfallen, je geringer die Anlagekosten, resp. deren Zinsen und Amortisation, den Kosten des Brennmaterials gegenüber sind. Um daher Anlage- und Betriebskosten zu sparen, müssen wir die Dimensionen der Dampfmaschinen zu verringern suchen und das erreichen wir, ausser durch grosse Dampfspannungen, durch Steigerung der Kolbengeschwindigkeit.

Grosse Dampfspannungen sind nicht selten, dagegen trifft man grössere Kolbengeschwindigkeiten nicht so häufig an, obgleich die schnellgehenden Maschinen in Bezug auf ihren Gang und auf Dampfvertheilung den langsam gehenden nicht nachstehen.

Ein guter Dampfmaschinengang schliesst drei Bedingungen in sich:

I. soll er stossfrei und

II. gleichförmig sein, d. h. es soll eine nahezu constante Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle stattfinden;

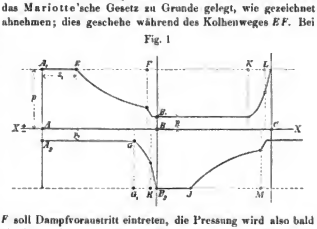
III. soll das Zucken oder Rucken der ganzen Maschine auf ihrem Fundamente, welches durch die Schwerpunktsveränderung des ganzen Systems — in Folge der hin- und hergehenden Massen — hervorgerufen wird, möglichst beseitigt werden.

Diese drei Bedingungen sind auch bei schnellgehenden Maschinen zu erfüllen, dies soll im Nachstehenden gezeigt werden.

## I. Die Stösse in der Maschine.

Zunächst betrachten wir den ersten Punkt und zeichnen uns zu diesem Zwecke ein Dampfdruckdiagramm Fig. 1 auf, indem wir auf der $X$-Axe die Kolbenwege als Abscissen auftragen und zwar so, dass wir dieselben fortlaufend aneinander reihen, so dass $AB$ gesammter Kolbenweg des Hinganges, $BC$ dito für den Rückgang, $CD$ für den Hingang etc. sind. Von einer Kolbenseite ausgehend, tragen wir die Dampfdrucke (in Atmosphären, also Kilogramm pro Quadratcentimeter Kolbenfläche), welche auf dieser Seite herrschen, durchgehends als positive Ordinaten auf. Die Dampfdrucke auf der Gegenseite müssen dann immer als negative Ordinaten verzeichnet werden, da sie den ersteren entgegen gerichtet sind. Die totale Dampfspannung im Cylinder sei $p = AA_1$, dieselbe ist während der Volldruckperiode, auf dem Wege: $s_1 = A_1E$, constant; dann tritt Expansion ein, also werden die Drucke, das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt, wie gezeichnet abnehmen; dies geschehe während des Kolbenweges $EF$. Bei

Fig. 1



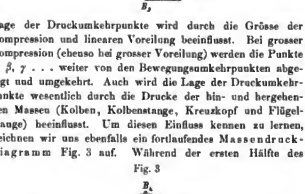

$F$ soll Dampfvoraustritt eintreten, die Pressung wird also bald gleich der Gegendruckspannung $p_0$ sein, der Uebergang geschieht nach einer schrägen Linie, von dem allmäligen Oeffnen der Austrittsöffnung herrührend. Als negativer Druck wirkt der Gegendruck $AA_2 = p_0$ während des Weges $A_2G$. Bei $G$ soll die Compression beginnen und bei $H$ der Voreintritt; es wird bald, je nach Art der Steuerung mehr oder weniger schnell, die Admissionsspannung $BB_2 = AA_1$ gleich $p$ erreicht sein, welche nun während des Weges $s_1 = B_2J$ constant bleibt; von $J$ bis $M$ sei Expansion, bei $M$ Voraustritt u. s. w. Diesen Drucken entgegen, auf der Kolbenseite von der ausgegangen war, also als positive Drucke, wirken bis $K$ der constante Gegendruck, von $K$ bis $L$ die Compressions-

Digitized by Google

spannungen, sodann tritt Voreintritt ein, die Spannung wird die Anfangsspannung und der Vorgang wiederholt sich.

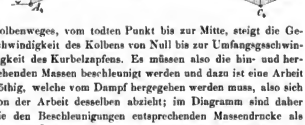
Subtrahiren wir jetzt die negativen Drucke von den positiven, so entsteht das Dampfdruckdiagramm Fig. 2, welches uns zeigt, wie sich mit der Bewegungsrichtung auch die Kraftrichtung geändert hat, wie aber der Druckwechsel in Punkten $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ stattfindet, die nicht mit den Punkten $A, B, C \ldots$ des Bewegungswechsels zusammenfallen. Die

Fig. 2




Lage der Druckumkehrpunkte wird durch die Grösse der Compression und linearen Voreilung beeinflusst. Bei grosser Compression (ebenso bei grosser Voreilung) werden die Punkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ weiter von den Bewegungsumkehrpunkten abgelegt und umgekehrt. Auch wird die Lage der Druckumkehrpunkte wesentlich durch die Drucke der hin- und hergehenden Massen (Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Flügelstange) beeinflusst. Um diesen Einfluss kennen zu lernen, zeichnen wir uns ebenfalls ein fortlaufendes Massendruckdiagramm Fig. 3 auf. Während der ersten Hälfte des

Fig. 3



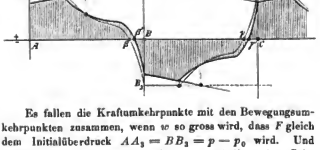

Kolbenweges, vom todten Punkt bis zur Mitte, steigt die Geschwindigkeit des Kolbens von Null bis zur Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens. Es müssen also die hin- und hergehenden Massen beschleunigt werden und dazu ist eine Arbeit nöthig, welche vom Dampf hergegeben werden muss, also sich von der Arbeit desselben abzieht; im Diagramm sind daher die den Beschleunigungen entsprechenden Massendrucke als negative Ordinaten aufzutragen. In der zweiten Hälfte des Kolbenweges nimmt die Geschwindigkeit bis Null ab, die Massen werden verzögert und geben somit die vorher angesammelte Arbeit wieder ab, und die den Verzögerungen entsprechenden Massendrucke sind als positive Ordinaten aufzutragen. Das Gesetz der Veränderlichkeit der Massendrucke stellt sich nach Radinger (Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, Wien, Carl Gerold's Sohn) graphisch als eine gerade Linie dar, unendlich lange Flügelstangen vorausgesetzt. Der grössie Beschleunigungsdruck der Massen, natürlich am Anfang der Bewegung, da dort die Beschleunigung am grössten, ist:

$$F = AA_4 = BB_4 = CC_4 = \frac{Pw^2}{g \cdot r},$$

wenn $P$ das Gewicht der hin- und hergehenden Massen (pro Quadratcentimeter Kolbenfläche), $w$ die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens, $g$ die Fallbeschleunigung und $r$ der Kurbelradius sind. In der Mitte des Kolbenweges ist die Beschleunigung, also auch der Massendruck, gleich Null.

Werden die Diagramme Fig. 2 und Fig. 3 vereinigt, so entsteht das combinirte Druckdiagramm Fig. 4. Wir erschen aus dem letzteren, dass durch den Einfluss der beweglichen Massen die Kraftumkehrpunkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ näher an die Bewegungsumkehrpunkte $A, B, C \ldots$ nach $\alpha', \beta', \gamma' \ldots$ gerückt sind. Es werden die Punkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ desto näher an $A, B, C \ldots$ heranrücken, je grösser der Maximalmassendruck $F$ ist, je grösser demnach die Umfangsgeschwindigkeit $w$ der Welle (also auch die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{2w}{\pi}$) wird.

Fig. 4




Es fallen die Kraftumkehrpunkte mit den Bewegungsumkehrpunkten zusammen, wenn $w$ so gross wird, dass $F$ gleich dem Initialüberdruck $AA_3 = BB_3 = p - p_0$ wird. Und endlich fallen die Punkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ auf die andere Seite von $A, B, C \ldots$ nach $\alpha'', \beta'', \gamma'' \ldots$ wenn $w$ so gross ist, dass $F$ noch grösser als der anfängliche Dampfüberdruck wird. Das würde also bei sehr schnell gehenden Maschinen der Fall sein. Im ersten Falle, Fig. 4, tritt der Druckwechsel gegen Ende des Kolbenweges ein, im letzteren Falle, Fig. 6, gegen Anfang und im zweiten Falle, Fig. 5, fallen Druck- und Bewegungswechsel zusammen. Somit wären wir zu einem wichtigen Resultat gelangt:

Fig. 5

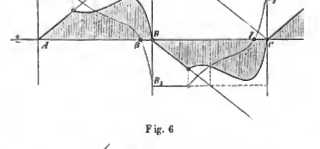



Fig. 6

Es findet während eines Kolbenweges ein Druckwechsel statt und zwar unter normalen Verhältnissen niemals mehr als einer, unbekümmert darum, ob die Dampfmaschine langsam oder schnell geht.

Da nun die Lager der Flügelstange und der Welle immer etwas Luft haben, so wird jede Kraftumkehr einen Stoss im Gefolge haben. Aus Obigem ersehen wir aber, dass bei schnellgehenden Maschinen nicht mehr Stösse ein-



Digitized by Google

treten, als bei langsam gehenden, immer normale Verhältnisse vorausgesetzt, welche die Regel sind und welche auch bei jeder Dampfmaschine erreicht werden können.

Es fragt sich jetzt noch, ob in jedem Falle nach die Intensität der auftretenden Stösse dieselbe ist.

Ein Stoss entsteht, wenn ein Körper von der Masse $M_1$ und der Geschwindigkeit $v_1$ mit einem Körper von der Masse $M_2$ und der Geschwindigkeit $v_2$ zusammentrifft. Die Körper erfahren dabei, in Folge der beiden auftretenden Stosskräfte $D$, an den Berührungsstellen eine Zusammendrückung. Diese Kräfte $D$, welche einander gleich sind, sind

1) abhängig von der auf Zusammendrückung verwendeten Arbeit $A$, und diese ist nach den Gesetzen der Mechanik

$$A = \frac{M_1 \times M_2}{M_1 + M_2} \left(\frac{v_1 - v_2}{2}\right)^2,$$

wenn die Geschwindigkeiten gleich gerichtet (hierbei muss $v_1 > v_2$ sein), dagegen

$$A = \frac{M_1 \times M_2}{M_1 + M_2} \left(\frac{v_1 + v_2}{2}\right)^2,$$

wenn $v_1$ und $v_2$ entgegengesetzt gerichtet sind. Da die Stosskräfte $D$ massgebend für die Intensität des Stosses sind, so sehen wir, dass die Stossstärke abhängig ist von der Geschwindigkeitsdifferenz (resp. Summe) der aufeinander stossenden Massen, wenn wir letztere als gegeben annehmen. Daraus ergieht sich die Aufgabe, die Geschwindigkeiten der in Folge des Druckwechsels aufeinander stossenden Massen einer Dampfmaschine für verschiedene Kolbengeschwindigkeiten zu bestimmen. Aus den Geschwindigkeitsdifferenzen kann man auf die Stosskräfte schliessen und eine Vergleichung anstellen. Da aber

2) auch die Stosskräfte noch von der Grösse der Zusammendrückung abhängig sind, nämlich desto kleiner sind, je grösser dieselbe ist, so haben wir nebenbei ausserdem zu untersuchen, ob in dem einen Fall diese Zusammendrückung grösser ist, als im anderen.

Bevor zur Lösung dieser Aufgabe geschritten wird, soll noch eine zweite Art von Stosswirkungen, die ebenfalls in den Maschinen auftreten kann, betrachtet werden.

Befestigt man an dem unteren Endpunkte einer vertical aufgehängten Stange einen Körper vom Gewichte $P$, unterstützt ihn anfangs, lässt ihn dann aber plötzlich los, so übt das Gewicht eine Art Stosswirkung aus, so dass die Spannungen in der Stange doppelt so gross werden, als sie dem Gewicht $P$ entsprechen, wenn es im Ruhezustand an der Stange hängt, oder wenn es langsam von Null bis $P$ wächst.

Wir haben daher in der Folge noch zu untersuchen, wann in der Maschine nach den Druckumkehrungen solche plötzlichen Kraftwirkungen stattfinden.

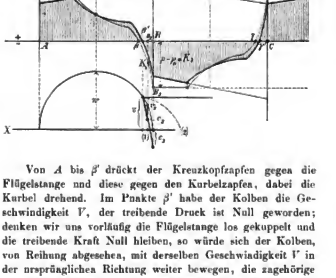
Nehmen wir zunächst an, in den Lagern seien keine Spielräume, so sehen wir aus den Diagrammen Fig. 4, 5 und 6, dass in allen drei Fällen die Drucke allmälig zu Null werden und von Null ebenso allmälig wieder zunehmen, so dass der Uebergang völlig stossfrei ist. In den beiden letzten Fällen, Fig. 5 und 6, ist der Uebergang am günstigsten, doch ist derselbe auch im ersten Falle, Fig. 4, nicht so ungünstig, wie man aus dem Diagramm schliessen könnte, da man berücksichtigen muss, dass sich der Kolben gegen Ende des Kolbenhubes sehr langsam bewegt.

Werden Spielräume in den Lagern als vorhanden angenommen, was man wohl thun muss, so ist die Sache anders. Es werden sich nämlich bei vorhandenen Spielräumen in den Lagern die Massen nach dem Druckwechsel von einander trennen, Kolben und Kolbenstange beim Durcheilen des Spielraumes also nicht mehr dem Kurbelzwang folgen. Sobald aber der Kolben diesem Zwang nicht mehr folgt, wirken auf ihn auch die vollen Dampfdrucke und es können diese unter Umständen nach geschehenem Durcheilen des Spielraumes plötzlich in das Gestänge treten. Ausserdem wird, da die Massen mit verschiedenen Geschwindigkeiten auf einander treffen, ein Stoss auftreten; wir haben daher zunächst die Geschwindigkeitsverhältnisse zu untersuchen.

Die Geschwindigkeitsverhältnisse des Kolbens stellen sich graphisch durch eine Ellipse dar, wenn die Kolbenwege als Abscissen und die zugehörigen Geschwindigkeiten als Ordinaten aufgetragen werden. Die grösste Ordinate ist hierbei natürlich die Maximal-Kolbengeschwindigkeit, oder die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens, während die $X$-Axe gleich dem Kolbenhub ist.

Wir zeichnen uns jetzt die Geschwindigkeitsellipse des Kolbens, deren Ordinaten auch die Geschwindigkeitsprojectionen des Kurbelzapfens auf die Schabrichtung sind, nater die drei combinirten Druckdiagramme und betrachten zunächst den Fall Fig. 7, bei welchem die Druckumkehr gegen Ende des Kolbenhubes stattfindet.

Fig. 7



Von $A$ bis $\beta'$ drückt der Kreuzkopfzapfen gegen die Flügelstange und diese gegen den Kurbelzapfen, dabei die Kurbel drehend. Im Punkte $\beta'$ habe der Kolben die Geschwindigkeit $V$, der treibende Druck ist Null geworden; denken wir uns vorläufig die Flügelstange los gekuppelt und die treibende Kraft Null bleiben, so würde sich der Kolben, von Reihung abgesehen, mit derselben Geschwindigkeit $V$ in der ursprünglichen Richtung weiter bewegen, die zugehörige Geschwindigkeitscurve wird daher eine gerade Linie, parallel zur $X$-Axe sein. Die Kraft bleibt aber nicht Null, sondern sie wird negativ, ist der Bewegung entgegen gerichtet; dies hat zur Folge, dass der Kolben eine verzögerte Bewegung einschlägt. Die zugehörige Geschwindigkeitscurve, nach dem Princip der lebendigen Kraft punktweise graphisch aufgetragen, kann zwei Lagen einnehmen, erstens können die Geschwindigkeiten des Kolbens von $V$ an so rapide fallen, dass die Curve unter die Geschwindigkeitsellipse zu liegen kommt, oder zweitens können ihre Ordinaten grösser sein, als die der Ellipse. Im Fall eins wird daher, wenn wir uns nun die Flügelstangen wieder angekappelt denken, die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes hinter der des Kurbelzapfens zurück bleiben und so werden, da sich die Kurbel durch die lebendige Kraft des Schwungrades weiter bewegt und gegen diese die Flügelstange vermöge ihrer Masse drückt, zwei dicht auf einander folgende Stösse eintreten, erstens dadarch, dass Kreuzkopfzapfen und Flügelstange und dann letztere und Kurbelzapfen zusammen stossen.

Digitized by Google

Im Fall zwei wird der Kolben in $\beta'$ noch nicht zurückbleiben, sondern er wird vermöge seiner lebendigen Kraft noch einige Zeit treibend gegen die Kurbel drücken; es muss aber während des Weges $\beta' B$ doch endlich einmal ein solches Zurückbleiben des Kolbens stattfinden, und dann treten auch hier die beiden dicht aufeinander folgenden Stösse ein.

Es ist beim Aufzeichnen der Curven zu beachten, dass so lange der Kreuzkopf gegen die Kurbel drückt, das combinirte Druck-Diagramm gilt. Verlässt er aber dieselbe, so folgt er dem Kurbelzwang nicht mehr, und es wirken auf ihn die vollen Dampfdrucke; die Geschwindigkeitscurven sind also dann mit Hülfe des alten Dampfdruckdiagramms aufzuzeichnen.

In der Folge denken wir uns, der Einfachheit wegen und da es sich nur um Vergleiche handelt, dass die Stösse blos am Kurbelzapfen stattfänden, indem wir am Kreuzkopf keinen Spielraum annehmen; man kann sich ja dann am Kurbelzapfen den Spielraum von doppelter Grösse vorstellen.

Angenommen, im Punkte $s_2$ des Kolbenweges fände das Zusammentreffen der Massen, nachdem auf dem Wege $\beta' s_2$ der Spielraum im Lager durcheilt ist, statt, so werden an dieser Stelle die bewegten Massen mit der Geschwindigkeitsdifferenz $v_2 - c_2$ gegen den Kurbelzapfen stossen, wobei eine Stosskraft $D$ auftritt; ausserdem ist aber der volle Dampfdruck $K_2$ vorhanden und geht in das Gestänge. Es liegt somit der Fall vor, wo eine Schwungradwelle an ihrem einen Ende durch ein Hinderniss fest gehalten wird; und da wissen wir, dass sich die lebendige Kraft des Schwungringes in mechanische Arbeit verwandelt, so dass die Welle verdreht und die Schwungradarme gebogen werden, die Spannungen in denselben immer grösser und grösser werden, so lange bis sie die Grösse erreicht haben, die nöthig ist, den Widerstand zu überwinden. Daraus folgt, dass auch die Spannungen im Gestänge allmälig von Null zunehmen; da nun auch die Stosskraft, in Folge der grossen Durchbiegung der Kurbel, sehr klein ist, so haben wir hier keine grosse Stosswirkung. Es werden die Stösse durch die Torsions-Federwirkung der Welle gemildert und es folgt die Regel, das Schwungrad möglichst weit von der Kurbel weg zu legen, denn je länger die Schwungradwelle, desto allmäliger das Anwachsen der Spannungen und desto weniger sind die Schwungradarme auf Biegung beansprucht.

Wir sehen aus dem Diagramm, wie die Stosswirkungen immer grösser und grösser werden müssen, je näher $\beta'$ an $B$ heran rückt, sie werden aber, so lange die Kurbel noch genügend ausweichen kann, durch die Torsions-Elasticität der Schwungradwelle gemildert werden.

Angenommen nun, es sei der Spielraum im Lager so gross, oder der Druckumkehrpunkt $\beta'$ liege so nahe am Bewegungsumkehrpunkt, dass die beweglichen Massen erst im todten Punkte der Kurbel, also in $B$ zusammen treffen, so haben mittlerweile die hin- und hergehenden Massen eine Rückwärtsbewegung eingeschlagen und stossen, nachdem der Spielraum durcheilt ist, mit der Geschwindigkeit $c_2$ gegen den Kurbelzapfen. Da die Kurbel nicht ausweichen kann, so bilden Kurbel, Welle, Dampfmaschinenbett und Fundament eine feste unbewegliche Masse, gegen welche die bewegten Massen des Kolbens etc. stossen. Hier wird also die Torsions-Elasticität der Welle den Stoss nicht mildern können, die Stosskraft $D$ wird sehr gross sein, wegen der geringen Eindrückung, und was das Schlimmste ist, der ganze Dampfdruck $K_2 = p - p_0$ tritt plötzlich in das Gestänge. Wir wissen, wie gefährlich solche plötzlich auftretenden Kräfte sind, die Folge wird eine sehr bedeutende Beanspruchung und Erzitterung des ganzen Gestänges, sowie des Kurbelzapfens sein. Dieser Fall, welcher zu vermeiden ist, kann bei schnellgehenden Maschinen auftreten, denn bei solchen fällt $\beta'$ sehr nahe an $B$; dabei ist nicht ausgeschlossen, dass er auch bei langsam gehenden Maschinen vorkommt, wo nämlich in Folge zu geringer Compression oder zu kleiner Voreilung des Vertheilungsschiebers, $\beta$ von vorn herein sehr nahe an $B$ fällt. So berichtet Radinger folgenden Fall: „Der Schieber der Maschine des Donauschiffes Szobb wurde auf $1^1/_2$ Linien lineares Voreilen gestellt, und als man die Maschine angehen liess, wurde jede Bewegungsumkehr von einem solchen Stosse begleitet, dass man nach wenig Hüben für die Existenz der Maschine ernstlich Sorge tragen musste. Sie wurde nun abgestellt, der Schieber auf $2^1/_2$ Linien Voreilen justirt und die Maschine ging tadellos. Doch so oft man des Versuches halber auf $1^1/_2$ Linien zurückging, traten gleichzeitig die Stösse wieder in das Gestänge."

Wir sehen aus diesem Beispiele, wie man sich durch Aenderung der Steuerung helfen, die Druckumkehrpunkte weiter vom todten Punkte weg verlegen kann. Dabei ergiebt sich die Regel, überhaupt die Druckumkehr möglichst weit vom todten Punkte geschehen zu lassen; dies lässt sich durch grosse Compression oder grosses lineares Voreilen bewerkstelligen. Weiteres wird sich im Nachstehenden ergeben.

Fig. 8

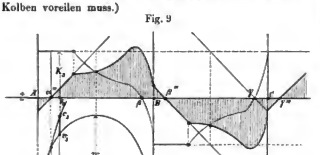
Fallen die Punkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ mit $A, B, C \ldots$ zusammen, so haben wir bei Beginn der Bewegung in $A$ die in Fig. 8 schematisch und carikirt gezeichnete Lage des Gestänges zu einander. Da in $A$ der volle Dampfüberdruck $p - p_0$ auf dem Kolben lastet, so wird der Kreuzkopf den Spielraum in den Lagern mit beschleunigter Geschwindigkeit durchlaufen; die Geschwindigkeitscurve ist eine Parabel, da der Dampfdruck im Anfang constant ist. Während der Zeit, in welcher der Spielraum durcheilt wird, hat sich die Kurbel, vermöge des Schwungrades, aus ihrer todten Punktlage um einen Winkel gedreht. Es wird daher der Stoss dadurch gemildert, dass die Massen so zu sagen gegen eine Feder stossen (die Schwungradwelle als Torsionsfeder gedacht), die Einbiegung also sehr gross ist. Da die Reaction einer Feder mit ihrer Durchbiegung wächst, so wird auch der Dampfdruck nicht plötzlich in das Gestänge eintreten, sondern von Null allmälig wachsen, und dies würde sogar der Fall sein, wenn die Kurbel in Ruhe wäre. Nun bewegt sie sich aber und zwar mit beschleunigter Geschwindigkeit; daraus folgt, da sich die Massendrucke subtrahiren, dass ein allmäliger Uebergang geschieht. Da nun auch die Stosskraft und die Geschwindigkeits-Differenzen, in Folge der geringen Verschiedenheit der Geschwindigkeitscurven, klein sind, so wird ein ziemlich stossfreier Uebergang vorhanden sein.

Es könnte noch der seltene Fall vorkommen, dass die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel und die bewegten Massen so gross sind, dass die Parabelordinaten kleiner sind als die der Ellipse. Dann wird die Kurbel noch einige Zeit das Gestänge nachziehen, bis dieses eine gewisse Anfangsgeschwindigkeit hat, um dann den Spielraum beschleunigt durcheilen zu können. Der Vorgang beim Zusammenstossen der Massen ist dann derselbe wie eben beschrieben und wie beim folgenden Fall des Weiteren erklärt wird.

Digitized by Google

Betrachten wir endlich den letzten Fall, wo die Druckumkehrpunkte auf die andere Seite von $A$, $B$, $C$ . . . nach $\alpha'''$, $\beta'''$, $\gamma'''$ . . . fallen, Fig. 9. Auf dem Wege $A\,\alpha'''$ wird die Kurbel den Kolben nachziehen. In $\alpha'''$ hat der Kolben die Geschwindigkeit $V$ erreicht, er wird sich von hier dann wieder auf eigene Faust, bis nach dem Durcheilen des Spielraumes, bewegen. Fällt der Druckwechsel noch in die Volldruckperiode, so ist das Gesetz der Geschwindigkeitsänderungen durch eine Parabel darstellbar und die Ordinatendifferenzen dieser Curve und der Ellipse sind die Geschwindigkeitsdifferenzen. (Abgesehen von dem Fall, wo die Parabelordinaten im Anfang kleiner als die der Ellipse sind, was in Bezug auf die Stosswirkung keine Verschiedenheit vom betrachteten Fall hat, da schliesslich doch einmal der Kolben voreilen muss.)

Fig. 9




Angenommen, in $s_2$ hätten die Massen den Spielraum durcheilt, so werden sie mit der Geschwindigkeitsdifferenz $c_1 - c_2$ gegen den Zapfen stossen. Derselbe wird aber dem Stosse ausweichen, daher werden die auftretenden Stosskräfte klein sein. Ferner wird der Dampfdruck allmälig eingeleitet, erstens, da die Welle wie eine Torsionsfeder wirkt, und zweitens, da infolge der Durchbiegung die Kurbel Geschwindigkeiten annehmen muss, die noch grösser sind, als die der Ellipse. Es wird also der Kurbelzapfen beschleunigt, (unmittelbar nach dem Stosse noch mehr als es die Ellipsenordinaten zeigen); dazu sind Massendrucke nöthig, welche sich von den Dampfdrucken subtrahiren. Da sich nun ausserdem die Geschwindigkeitscurven sehr eng anschmiegen, die Geschwindigkeitsdifferenzen demnach sehr klein sind, so ist hier in mehr als einer Beziehung ein ganz allmäliger, sehr günstiger Uebergang vorhanden, und von grossen Stosswirkungen kann keine Rede sein. Dieser Fall ist sogar bei Weitem günstiger als der erste, in Fig. 7 gezeichnete.

Dieses Resultat ist sehr überraschend, da man bis jetzt geglaubt hat, die Geschwindigkeit des Kolbens dürfte nur so weit gesteigert werden, bis der Maximal-Massendruck höchstens gleich dem Initial-Dampfüberdruck geworden ist. Hier sehen wir, dass man die Geschwindigkeit, sogar mit Vortheil in Bezug auf die Intensität der Stösse, darüber hinaus steigern kann; und dieses ist nicht blos eine theoretische Anschauung, denn es ist durch eine Reihe ausgeführter schnelllaufender Maschinen, bei welchen in Wirklichkeit im Anfange die Massendrucke grösser sind als die Dampfdrucke, bewiesen. So wurden die schnellgehenden Dampfmaschinen, welche Radinger in seinem Bericht über die Weltausstellung zu Philadelphia bespricht, in Bezug auf die Massendrucke untersucht. Das Ergebniss dieser Untersuchung ist in nachstehender Tabelle zusammengestellt; es geht aus derselben hervor, dass bei fast allen diesen Maschinen das Ueberschreiten der Dampfdrucke durch die Massendrucke vorhanden ist. Bei der Berechnung ist ein Gewicht der hin- und hergehenden Theile von $0{,}23^{k}$ pro Quadratcentimeter Kolbenfläche zu Grunde gelegt, was bei so kleinen Maschinen mit verhältnissmässig grossen Massen, grossen Krenzkopfführungen u. s. w. äusserst wenig ist; die wirklichen Massendrucke werden demnach noch grösser sein, als in der Tabelle angegeben.

| Maschine | Hub $mm$ | Touren pro Minute | $w$ $m$ | Dampfspannung Atm. | $F$ |
|---|---|---|---|---|---|
| von Allen | 610 | bis 200 | 6,39 | 4 | 3,4 |
| von John E. Sweet | 305 | 300 | 4,79 | 4 | 3,8 |
| der J. G. Hoadley Co. | 127 | 1080 | 7,2 | ? | 20,7 |
| der Buckeye Engine Co. | 356 | 480 | 8,94 | 4 | 11,4 |
| der Waterous Engine Works Co. | 254 | bis 500 | 6,65 | 5 | 9,6 |
| der Werke von Phönixville | 457 | 270 | 6,46 | 4—5 | 4,7 |

Aus dem Gefundenen können nun folgende Schlüsse gezogen werden:

Es wird unter Umständen besser sein können, die Steuerung so einzurichten, dass die Druckumkehr am Anfang des Kolbenweges stattfindet (durch kleine Compression und geringe lineare Voreilung). Dieses namentlich bei den grösseren Geschwindigkeiten, die für sich nicht genügen, den Massendruck über den Anfangsdampfdruck zu erheben. Freilich wird dann beim Anlassen der Maschine, wie bei allen Maschinen, bei welchen der Druckwechsel im Anfang ist, einmal der gefährliche Punkt, wo die Massen in der todten Punktlage zusammen treffen, überschritten werden müssen. Ist dieses aber gescheben, so wird die Dampfmaschine ohne Stösse und weich laufen. Ferner folgt, dass sich auch Woolf'sche und Compound-Maschinen, bei welchen bekanntlich die Anfangsdrucke klein sind, zu schnell gehenden Maschinen eignen.

Da dies mit den Ansichten Radinger's im Widerspruch steht, so sei hier auf die schnellgehenden Schiffs-Compound-Maschinen hingedeutet. Es beschreibt z. B. Ingenieur R. Ziese, (Ueber neuere Schiffsmaschinen, Kiel, Paul Toeche) eine Compound-Maschine von $0{,}356^{m}$ Hub, welche bei der Probefahrt 380 Umdrehungen machte. 380 Umdrehungen entsprechen bei dem vorhandenen Hub einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $v = 4{,}52^{m}$ und einer Maximalgeschwindigkeit $w = 7{,}08^{m}$; bei welchen Geschwindigkeiten die Maximalmassendrucke grösser als die anfänglichen Dampfspannungen im Niederdruckcylinder werden. Die Maschine arbeitete bis 450 Touren hinauf vollständig lautlos und ruhig; 450 Touren entsprechen aber den Werthen $v = 5{,}34^{m}$ und $w = 8{,}38^{m}$, wobei dann die Massendrucke auch den Initialdampfdruck im Hochdruckcylinder übersteigen.

(Schluss folgt.)

Digitized by Google

# Referate.

## Fabrikationswesen.

### Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

#### Feuerungsanlagen.

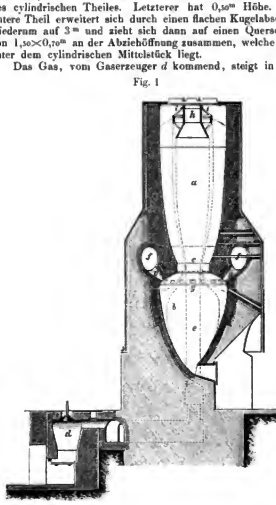
Verfolgt man die Literatur der beiden letzten Jahre über Feuerungsanlagen, so lässt sich darin unschwer ein bestimmtes Ziel erkennen, auf welches die Augen der Constructeure vornehmlich gerichtet sind. Es ist dies die möglichst allgemeine Verwendung der Gasfeuerung. Hierbei ist man im Allgemeinen bestrebt, die complicirten und platzraubenden Einrichtungen, die bisher mit der Regenerativfeuerung verbunden waren, zu vereinfachen, namentlich für solche Fälle, wo auf die Erzielung möglichst hoher Temperaturen nicht ein besonderes Gewicht zu legen ist. Schon die Systeme von Boëtius, Bicheroux u. A. liessen dieses Bestreben erkennen.

In der nachfolgenden kurzen Rundschau mögen daher zuerst die neuen Erscheinungen auf dem Gebiete der Gasfeuerungen betrachtet werden, denen sich das, was man an directen Feuerungen verbessernd einzuführen bestrebt gewesen ist, anschliessen soll.

Von den Gasfeuerungen für metallurgische Zwecke haben wir zunächst den in Armengaud's „Publication industr." XXV, S. 153, beschriebenen Gasröstofen für Spatheisenstein auf den dem Werke Creuzot gehörigen Gruben zu Allevard und St. Georges zu erwähnen. Derselbe besteht, wie Fig. 1 zeigt, aus zwei über einander angeordneten conischen Schächten *a* und *b*, welche durch ein kurzes cylindrisches Stück *c* verbunden sind. Der obere Schacht, welcher an der Gicht $3^m$ Weite bei $7{,}25^m$ Höhe hat, verjüngt sich erst steil, dann etwas flacher auf den Durchmesser $1{,}40^m$ des cylindrischen Theiles. Letzterer hat $0{,}50^m$ Höhe. Der untere Theil erweitert sich durch einen flachen Kugelabschnitt wiederum auf $3^m$ und zieht sich dann auf einen Querschnitt von $1{,}50 \times 0{,}70^m$ an der Abziehöffnung zusammen, welche $4{,}20^m$ unter dem cylindrischen Mittelstück liegt.

Das Gas, vom Gaserzeuger *d* kommend, steigt in dem

Fig. 1




Canal *e* hersuf in den elliptischen Ringcanal *f*, aus welchem es durch 16 rechteckige Oeffnungen *g*, *g* unter dem cylindrischen Schachtheil in den Ofen gelangt. Die Luft tritt durch die Abziehöffnung ein und durchströmt das bereits abgeröstete Gut, an welchem sie sich erwärmt. Die abziehenden Verbrennungsproducte werden zur Vorwärmung des frisch aufgeschütteten Eisensteins benutzt.

Danach hat der Ofen in seinem Princip die schon seit längerer Zeit gebräuchliche Einrichtung der Gasöfen zum Brennen von Kalk und Cement.

Interessant ist noch die Aufgebevorrichtung, durch welche bewirkt wird, dass die gröberen Erze an den Wänden des Ofens, das Feine in der Mitte desselben niedergeht, zwischen ihnen aber eine schwache Schicht mittleren Kornes sich befindet, um zu verhindern, dass das Feine die Zwischenräume der grösseren Stücke ausfüllt. Letztere werden deshalb an der Aussenseite aufgegeben, weil dort der stärkere Gasstrom in die Höhe steigt, der zur vorbereitenden Röstung der gröberen Stücke erforderlich ist. In der Figur sind die drei verschiedenen Schichten durch punktirte Linien angedeutet. Die Aufgebevorrichtung besteht nun aus einem mittleren Cylinder *h*, der sich unten trichterförmig erweitert, für das Feine. Um denselben ist ein aus Roststäben mit 80 bis $100^{mm}$ Spaltweite gebildeter Korb *i* angeordnet, welcher die kleineren Stücke durchgehen lässt, während die ganz grossen auf demselben hinab gegen die Wand des Schachtes rollen. Die verarbeiteten Erze enthalten $^1/_3$ Feines, welches vor dem Aufgeben separirt wird. Danach sind die Dimensionen der Aufgebevorrichtung berechnet.

Betriebsresultate sind nicht angegeben. —

Ein anderer Röstofen („Berg- und hüttenmänn. Zeitg." 1879, S. 211), der für Nickelspeise auf schwedischen Hütten Verwendung findet und von R. Flechner construirt ist, hat einen quadratischen Herd, an dessen abgestumpften Ecken Arbeitsöffnungen angebracht sind. Die Mitte des flachen Gewölbes hat eine Oeffnung, durch welche die aus Holzabfällen, Sägespänen u. dgl. mit Unterwind erzeugten Gase eingeführt werden, während in der Mitte dieser Oeffnung ein conisches Rohr mündet, durch welches die Verbrennungsluft eingeführt wird. Zur Regulirung der Flamme ist das conische Windrohr höher oder tiefer zu stellen. Die Verbrennungsproducte entweichen durch vier Löcher in den Ofenwänden und im Mauerwerk ausgesparte senkrechte Canäle in den Schornsteinfuchs. Unter dem Herde ist ein Kreuzcanal angebracht, in welchen die Wagen zur Aufnahme des abgerösteten Gutes gefahren werden können. Letzteres wird durch Löcher in der Ofensohle in den Wagen gestürzt; das frische Material durch Löcher im Gewölbe auf den Herd gebracht.

Es wird dem Ofen nachgerühmt, dass das Röstgut sich sehr bequem von dem Arbeitsthurm aus wenden, Temperatur und Flamme sich durch Schieber u. s. w. leicht reguliren lassen. —

In der „Berg- und hüttenm. Zeitg.", 1879, Seite 1, wird von V. Tahon ein Gasflammofen beschrieben, welcher in Couillet als Glüh- oder Puddelofen benutzt wird. Derselbe ist eigentlich ein halber Gasofen, weil ein Theil der Verbrennungsluft dem Gase schon im Vergasungsraume zugeführt wird. Der Feuerraum desselben besteht aus einem kleinen, schwach geneigten Stabroste, hinter welchem, etwas erhöht und mit nahezu gleicher Neigung eine Vergasungsplatte angeordnet ist. Auf letztere rutscht auf einer steileren Platte das in einem am oberen Ende angebrachten Füllrumpf aufgegebene Brennmaterial hinab, wird dort verkohlt und zur vollständigen Verbrennung auf den unteren Rost geschoben. Die durch letzteren streichende überschüssige Luft verbrennt einen Theil der auf der Platte entwickelten Gase; die weitere Luftzuführung erfolgt durch etwa acht Reihen schmaler Schlitze, welche im Ofengewölbe über der etwas langen Feuerbrücke liegen. Das Gewölbe ist doppelt angeordnet, der Zwischenraum von der Höhe der Gewölbesteine mit versetzten Ziegeln ausgesetzt, an denen die durch einen Schlitz am Fuchsende eintretende Luft sich erwärmen kann, ehe sie zu den erwähnten Schlitzen gelangt.

Digitized by Google

Aus einer tabellarischen Zusammenstellung von Betriebsresultaten ist anzuführen, dass ein derartig befeuerter Puddelofen bei acht Chargen zu 250$^k$ in 12 Stunden 90$^k$ Kohlenverbrauch für 100$^k$ Eisen und 12 pCt. Verlust ergab, während im gewöhnlichen Puddelofen das Chargengewicht nur 230$^k$, der Kohlenverbrauch 115$^k$ und der Abbrand 14 pCt. betrugen. Sind die erzielten Resultate auch ganz annehmbare, so ist doch nicht zu ersehen, worin die behauptete grössere Einfachheit der beschriebenen Feuerung gegenüber der von Bicheroux zu suchen ist. —

Von dem eingangs hervorgehobenen Bestreben, die Regenerativfeuerung zu vereinfachen, giebt ein Beispiel der Gasflammofen von Alb. Pütsch, dessen Beschreibung wir einer von dem Constructeur herausgegebenen Broschüre entnehmen. Wie die Fig. 2 und 3 zeigen, ist der Gaserzeuger $A$ dicht an den Herd gebaut und die Producte desselben treffen auf der Feuerbrücke $B$ mit der aus dem Spalt $a$ strömenden Luft zusammen, für deren Vorwärmung die üblichen Regeneratorkammern vorgesehen sind, doch so, dass die Richtung der Flamme im Ofen stets dieselbe bleibt. Die aus dem Herde $C$ abziehenden Feuergase gelangen durch den Fuchs $b$ nach dem Raum $D$, dessen beide Oeffnungen $d_1$ und $d_2$ nach je einem der beiden Regeneratoren $E_1$ und $E_2$ führen und

Fig. 2

Schnitt A-B

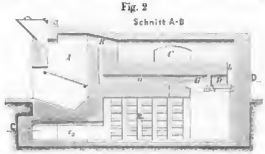
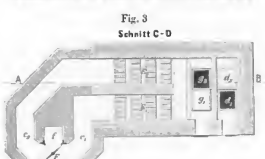


Fig. 3

Schnitt C-D



abwechselnd durch einen aus feuerfestem Material hergestellten Schieber geöffnet und geschlossen werden. Die Feuergase ziehen durch die freie Oeffnung in den zugehörigen Regenerator und durch den Canal $e_1$, in den Schornsteincanal $e$. Die bei $f$ eintretende Luft zieht durch den zweiten Regenerator in den Raum $G$, welcher gleichfalls zwei abwechselnd durch Schieber zu öffnende und zu schliessende Oeffnungen $g_1$ und $g_2$ enthält, und von da in den Canal $a$. Zum Wechseln der Regeneratoren ist die Umstellung der beiden Schieber sowie die der Luftklappe $F$ erforderlich, doch erfolgt dies mit grosser Leichtigkeit, wie wir uns zu überzeugen Gelegenheit hatten.

Die Construction hat den Vortheil, dass sie bei energischer Vorwärmung der Luft kaum mehr Raum beansprucht, als eine gewöhnliche Rostfeuerung. Sie ist auch anwendbar, um der directen Flamme eines hoch beschütteten Rostes die noch fehlende Verbrennungsluft stark erwärmt zuzuführen.

Wird ferner der Gaserzeuger am entgegengesetzten Ende angebaut, so tritt erst dort die Verbrennung ein und erhitzt den betr. Regenerator. Durch den Herd zieht dann ein hoch erwärmter Luftstrom, der zu Verbrennungszwecken verwendbar ist. Endlich wenn man bei $e$ Gas einleitet und diesem bei $D$ Luft zuführt, erhält man auf dem Herde einen hoch erhitzten, sauerstofffreien Gasstrom für Reductionszwecke und Glühprocesse, welche unter Abschluss von Sauerstoff vorgenommen werden müssen. —

In der „Revue univers.", 1878, S. 303 behandelt Loiseau eine Gasfeuerung für Zinköfen, von welcher wir aus Mangel einer eingehenderen Beschreibung hier nur das Princip angeben können. Beabsichtigt wird eine möglichst gleichmässige Erwärmung des ganzen Ofenraumes, so dass weder die der Gasströmung zunächst liegenden Retorten übermässig angegriffen werden, noch die Destillation der entfernteren eine unangenehme Verzögerung erleidet. Dazu wird eine bestimmte „Vertheilung der Verbrennung" angewendet, indem letztere in mehreren Verbrennungskammern, deren Räumlichkeit den Ofendimensionen angepasst ist, stattfinden soll. In dem ersten Raume, wo die Gase beiss eintreten, wird nur wenig und zwar kalte Luft in dünnen Schichten zugeführt, um die Verbrennung zu verlangsamen. Die späteren Abtheilungen erhalten dann, je nachdem der Gehalt der Gase an brennbaren Bestandtheilen abnimmt, grössere und höher vorgewärmte Luftmengen. Die Vorwärmung der Luft soll in den ausgesparten Ofenwänden, wo eine Abkühlung derselben eher von Vortheil als schädlich ist, stattfinden.

Bei den zu Ougrée angestellten Versuchen wurden zwei neben einander stehende Lütticher Oefen benutzt, welche die beiden Verbrennungsräume repräsentirten. —

Der in Schweden angewandte und ebenfalls von Flechner in der „Berg- und hüttenm. Zeitg.", 1879, S. 211 beschriebene Nickelspeise-Raffinirofen mit Gasfeuerung lässt sich als eine Vereinfachung des Ponsard-Ofens charakterisiren. Seine Construction ist aus Fig. 4 und 5 ersichtlich, in welchen $f$ den Holzgaserzeuger bezeichnet, aus welchem die Gase durch die Canäle $a$ $a$ in die Mischkammer $d$ treten. Die Luft wird

Fig. 4 und 5.

bei $b$ aufgenommen und steigt durch die beiden Schächte $c$. $c$ an Fuchsende des Ofens zwischen den Abzugsschächten für die Verbrennungsproducte $e$, $e$ in die Höhe, wird unter dem Herde entlang bis zur Feuerbrücke geführt und trifft hier mit dem Gase zusammen. Zur besseren Vorwärmung der Luft sind die Scheidewände zwischen den Schächten $c$ und $e$ so dünn wie möglich gemacht. Nach Angabe unserer Quelle verbraucht der in Weissgluth stehende Ofen in 12 Stunden 2 $^{cbm}$ frisches Holz und $^1/_{10}$ bis $^1/_5$ $^{cbm}$ feuchtes Kohlengestübbe. —

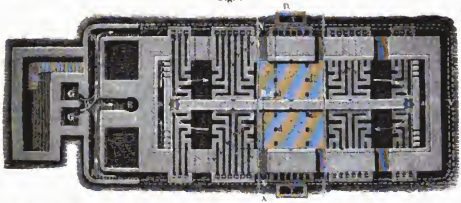
Die Versuche, die Gasfeuerung auf Ringöfen für den Brand von Ziegeln und Thonwaren anzuwenden, welche bereits in den Oefen von Mendheim und Moeller zu annehmbaren Resultaten geführt hatten, sind neuerdings von Escherich in Schwandorf aufgenommen, dessen Construction für einen gleichmässigen Brand manche Gewähr bietet, wenn sie auch in den vielen erforderlichen Gas- und Rauchverschlüssen noch eine Quelle möglicher Betriebsstörungen enthält. Wir geben nach der „Töpfer- und Ziegelzeitg." die Beschreibung eines derartigen in Schwandorf ausgeführten Ringofens sowie die zugehörigen Zeichnungen in Fig. 6 und 7.

Digitized by Google

Die in den Gaserzeugern *g* producirten Gase treten in den um den ganzen Ofen laufenden Ringcanal *R* und jeder Ofenkammer entsprechend durch die Glockenventile *g* in die Quercanäle *v*, *v*, deren Ausmündungen sich über die Breite des Ofens vertheilen. In diese werden Röhren *d*, *d* eingesetzt, die aus einzelnen Längen von etwa 0,5 m zusammengefügt sind, oben einen Deckel und an ihren nach der Quere des

Fig. 6

Fig. 7



Ofencanals gerichteten Seiten eine grosse Anzahl feiner Löcher haben, durch welche das Gas, also rechtwinklig zu dem Zuge der Verbrennungsluft ausströmt. Letztere wird in gewöhnlicher Weise durch die verkühlende Ware vorgewärmt. Den erwähnten Ringcanal *R* hat der Constructeur nun auch gleichzeitig zur Abführung der Rauchgase verwendet und damit eine schätzenswerthe Vereinfachung der Anlage erzielt. Zu dem gedachten Zwecke sind in dem Canale die drei Ventile *V*, *V* und dicht hinter den Gaserzeugern die Wechselklappe *W* angebracht, welche einerseits die Trennung des Canals in Strecken für die Gaszuführung und die Rauchabführung, andererseits die Zuleitung der Gase nach der zu brennenden Ofenseite und die Ableitung der Rauchgase nach dem Schornstein *E* ermöglichen. *T*, *T* sind Gruben zum Absetzen des Theers, bei *S* ist ein Schmaucheanal mit Ueberführungsröhren vorgesehen. Die Canäle *a*, *a* dienen zur Verbindung der beiden Ofenseiten mit einander. —

Der ebenfalls für Gasfeuerung (auch für directe Feuerung) bestimmte Ziegelofen von Bührer stimmt mit dem vorigen in vielen Punkten überein. Die sonst etwas abweichende Anordnung der Canäle bietet nichts wesentlich Neues. —

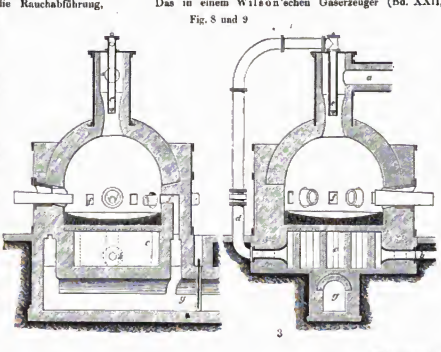
Selbst die Regenerativfeuerung hat man auf Oefen für keramische Zwecke angewendet, wovon zwei Beispiele vorliegen. Zunächst der ringförmige Regenerativofen zum Brennen von Ziegeln u. s. w. von C. William Siemens, über welchen das „Notizblatt des Vereins für Fabrikation von Ziegeln u. s. w.", 1879, S. 121 berichtet. Er ist im deutschen Reiche patentirt. Der eigentliche Ofen besteht aus einem ringförmigen Canal mit Schienengeleis, auf welchem ein gleichfalls ringförmiger Wagen zur Aufnahme der zu brennenden Waren läuft, der in gewöhnlicher Weise durch Sandverschluss den oberen, dem Feuer ausgesetzten Theil des Ringcanals von dem unteren, welcher Schwellen, Schienen, Achsen und Räder enthält, scheidet. Der Canal ist in vier etwa gleiche Theile getheilt, ein Viertel davon ist offen und dient zum Einsetzen und Ausnehmen der Ziegel, der ihm gegenüberliegende Theil ist der eigentliche Brennraum, die dazwischen übrig bleibenden Räume sind zum Vorwärmen und Abkühlen bestimmt. An den Brennraum schliessen sich die beiden Regeneratorsysteme, an jedem Ende eines, radial an; und stehen je durch zwei Schlitze mit demselben in Verbindung. Die sich bildende Gasflamme durchzieht also nun dieses Viertel des ganzen Ringes, um dann in den anderen Regenerator auszutreten. Für Massenproduction dürfte dieser Ofen, des grossen schwer zu bewegenden Wagens wegen nicht recht geeignet sein. —

Kalkbrennofen mit Regenerativ-Gasfeuerung. „Baugewerks-Zeitg.", 1879, S. 194. Derselbe ist ebenfalls im deutschen Reiche patentirt und besteht aus dem Ofenschacht, in dessen unterem Mauerwerk zu je zweien die Regenerativkammern eingebaut sind. Deren Verbindung mit dem Gaszuleitungscanal und mit dem Schornstein ist die landesübliche durch zwei liegende Wechselklappen. Am oberen Theile der beiden zusammenliegenden Regeneratoren treten Gas und Luft zu einander und durch passende Oeffnungen in etwa ¼ Höhe des Schachtes in denselben als Flamme ein. Die Gichtöffnung ist luftdicht abgedeckt, an derselben ein Rohr zur Abführung der Kohlensäure angebracht. Die uns vorliegende Beschreibung sagt nun wörtlich: „Die unverbrennbaren Gase so wie die Verbrennungsproducte, mit Ausnahme der aus dem Kalk getriebenen Kohlensäure, welche in dem Schachtraum nach oben steigt, entweichen infolge des Schornsteinzuges durch die Regeneratorenkammern". Ja, wer garantirt dafür?

Einige Anwendungen der Gasfeuerung auf Oefen für Kesselschmieden sind von Howson und Wilson angegeben und im „Engineering", 1879, 7. Novbr. beschrieben. Wir gehen hier näher auf einen Ofen zum Wärmen der Ränder von Galloway-Röhren, behufs Umbörtelns derselben ein und verweisen dabei auf die nebenstehenden Fig. 8 und 9.

Das in einem Wilson'schen Gaserzeuger (Bd. XXII,

Fig. 8 und 9





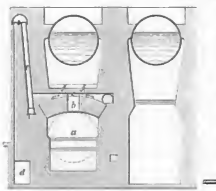
Digitized by Google

S. 181 d. Z.) bereitete Gas tritt mit geringem Ueberdrucke bei *a* ein, die gepresste Luft bei *b* streicht an den versetzten Wänden *c* zwischen Herd und Schornsteinfuchs vorbei, wo sie etwas erwärmt wird und geht dann durch das Rohr *d* nach der Düse *e*, um sich dort mit dem Gase zu mischen. Es ist dies im Allgemeinen dieselbe Einrichtung, wie bei dem oben beschriebenen schwedischen Röstofen. Die Flamme füllt dann ziemlich den ganzen Herdraum aus und zieht durch die Füchse *f* in den Schornsteincanal *g*.

Aehnlich eingerichtet, zum Theil mit Eintritt von Gas und Luft von unten, zum Theil mit mehreren Düsen in einer Reihe sind Oefen zum Wärmen der Ränder und Nähte von Kesselschüssen, zum Wärmen der Niete u. A. in unserer Quelle beschrieben und durch Zeichnungen erläutert. —

Unter den Kesselfeuerungen mit Gas hat die von Fichet den durch sie erweckten Erwartungen nur in geringem Grade entsprochen. In neuerer Zeit sind in dieser Richtung von Haupt in Brieg Versuche angestellt, welche zu einer verhältnissmässig einfachen Construction mit zufriedenstellenden Resultaten geführt haben. In den „Mitth. aus der Praxis des Dampfk.- und Dampfmasch.-Betriebes", 1879, No. 10 sind die Haupt'schen Versuche in einem Vortrage dieses Herrn auszugsweise mitgetheilt; wir geben aus denselben in Fig. 10 und 11 die neueste Construction, welche auf der Versuchsstation des Niederschlesischen Bergwerksvereines

Fig. 10 und 11




(Dinassteinfabrik von Haupt & Lange in Brieg) zur Ausführung gekommen ist. Als Gaserzeuger, der mit Unterwind durch ein Körting-Gebläse betrieben wird, ist der Aschenfall der früheren directen Feuerung benutzt, in welchem der Rost, der zu verzehrenden Kohlensorte entsprechend, tief gelegt wurde. Derselbe wird durch eine Schüttöffnung bis ziemlich unter das darübergeschlagene Gewölbe mit Kohlen beschickt; der Zwischenraum zwischen seinem vorderen und dem unter der Schüttvorrichtung liegenden Mauerwerk gestattet ein bequemes Aufbrechen von Cokesklumpen und Schlacken. Die hier gewöhnlich zutretende Luft verbrennt zwar einen geringen Antheil des Gases, die Hauptmenge des letzteren wird aber erst in dem Raume *c* mit Luft gemischt, in welchen das Gas durch die Schlitze *b* in der Ueberwölbung des Gaserzeugers eintritt. Zur Zuführung der Luft dient der im Mauerwerk ausgesparte, mit Einlassschieber versehene Canal *d*, aus welchem, so weit die Wand des Gaserzeugers reicht, die erst steigenden, dann fallenden Rohre *e* sich abzweigen. In ihnen wird die Luft vorgewärmt, tritt dann in dem Raume *c* dem Gase entgegen und mit ihm zusammen genügend gemischt durch die Schlitze *f*, *f* als ausgebildete Flamme unter den Kessel. Im vorliegenden Falle konnte wegen des in der Zeichnung angedeuteten daneben liegenden Kessels, der Luftwärmeapparat nur in der einen Seite des Gaserzeugers angeordnet und musste die Luft in einem Rohr in der Feuerbrücke nach der anderen Seite hinübergeleitet werden, um eine gleichmässige Verbrennung des Gases zu erzielen. Bei Neuanlagen und genügendem Platz wird man den Luftwärmeapparat zweckmässig symmetrisch auf beiden Seiten anbringen, wie dies einige in unserer Quelle mitgetheilte Projecte ersehen lassen.

Die Versuche mit der beschriebenen Kesselfeuerung ergaben eine constante helle und lange Flamme; nach fünfmonatlichem Betriebe haben sich die Wände des Gaserzeugers sehr gut gehalten, mehr allerdings die Stege zwischen den Schlitzen *b* und am meisten die Kanten der Oeffnungen *f* in der Deckplatte des Mischraumes gelitten. Die Verdampfung überstieg um 1,5 bis 2,5 k die mit der gleichen Kohlensorte auf gewöhnlichem Roste erzielte; die Verdampfung pro Quadratmeter Heizfläche stand durchschnittlich im Verhältniss 3 : 2 bei beiden Feuerungen. —

Ausser den schon bei einzelnen Ofenconstructionen beschriebenen Gaserzeugern, welche in ihrer Form mehr oder weniger von der gewöhnlichen abweichen, können wir hier noch über zwei weitere berichten. Hervorgehoben mag zunächst werden, dass die Verwendung von Unterwind zu Verbreitung gewonnen hat, weil durch sie die Abhängigkeit der Gaserzeugung von dem Verhalten des eigentlichen Ofens in Wegfall kommt.

Der von Dutreix für die Oefen des Walzwerkes in Raisnes construirte Gaserzeuger ist in dem „Bull. de la Société de l'industrie min.", 1878, S. 315 beschrieben und in den Fig. 12 bis 14 skizzirt. Derselbe besteht aus einem dicht vor der Feuerbrücke liegenden Schachte mit Füllrumpf, an welchen sich unterhalb eine Rast anschliesst, die in das engere Gestell überführt. Die Sohle der letzteren liegt etwa in

Fig. 12

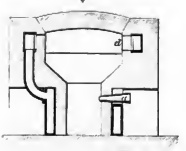



Fig. 13

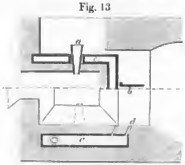
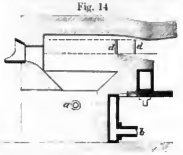



Fig. 14




gleicher Höhe mit der Hüttensohle. Zur Einführung des Windes, der von einem Roots-Gebläse mit 2 bis 3 cm Quecksilber-Pressung geliefert wird, dienen die beiden Formen *a*, *a*. Die Rast hat den Zweck, als Widerlage für die Kohlenbrücke zu dienen, unterhalb welcher das Ausziehen der Schlacken nach Wegnahme der das Gestell vorn abschliessenden Thür vorgenommen werden kann. An den zuerst angewendeten massiven Wänden setzten sich die Schlacken sehr fest; deshalb wurde später diese Wandung nur ganz schwach gehalten und an dieselbe die Kasten *c*, *c* zur Vorwärmung der dem Gase zuzuführenden Luft, welche bei *b* eintritt, angebaut. Diese Luft tritt dann durch schmale Schlitze *d* über der Feuerbrücke in den Gasstrom. —

(Schluss folgt.)

Digitized by Google

# Notizen.

## Ueber den heutigen Stand der Steinbohrtechnik und speciell über die Frölich'sche Gesteinsbohrmaschine.

Von C. Erdmann in Duisburg.

(Vorgetragen in der Versammlung des Bezirksvereines an der niederen Ruhr vom 29. November 1879.)

Das allgemeine, bei jedem Arbeitsbetriebe auftretende und gerechtfertigte Bestreben, die Leistungsfähigkeit zu steigern, ohne dass dabei eine Erhöhung der Betriebskosten eintritt, erleidet bei den Arbeiten des Bergbaues sowol als des Tunnelbaues insofern eine Erweiterung, als daselbst häufig Verhältnisse auftreten, welche eine möglichst grosse Beschleunigung, d. h. Steigerung der Leistungsfähigkeit, für einzelne Arbeiten, wie z. B. die Herstellung von Schächten, Strecken und Stollen selbst dann noch dringend nothwendig machen, wenn der beschleunigte Betrieb die Aufwendung grösserer Geldopfer erfordert.

Diesem Umstande ist es zu danken, dass in neuerer Zeit bei Ausführung derartiger Arbeiten durch Sprengungen in festem Gesteine für die Herstellung der Bohrlöcher an Stelle des Handbohrens das Maschinenbohren immer mehr in Anwendung kommt, weil dasselbe geeignet ist, in den bezeichneten Räumen die Arbeit vieler Hände auf einen Punkt zu concentriren und damit den Arbeitsfortschritt gegenüber der Handarbeit wesentlich zu erhöhen.

Das hiernach vorhandene Bedürfniss nach zweckmässigen Bohrmaschinen hat in den letzten Jahren unter den Technikern aller Nationen in hohem Grade das Interesse für die Vervollkommnung dieser maschinellen Anlagen angeregt, und giebt es wohl keinen Theil der Technik, bei welchem in kurzer Zeit so viel Erfindungen zu verzeichnen sind, als auf dem Gebiete des Maschinenbohrens. Dasselbe ist daher auch bereits zu einer Ausbildung gediehen, welche unter allen Umständen einen erheblich rascheren Arbeitsfortschritt als bei der Handarbeit garantirt; so beträgt z. B. der jetzige durchschnittliche Fortschritt pro Tag in dem Richtstollen des Gotthardtunnels in festem Gneisgranit 4 bis $5^m$, während unter den dortigen Verhältnissen bei Handbetrieb ein durchschnittlicher Fortschritt von höchstens $^2/_3$ bis $^3/_4{}^m$ zu erzielen sein würde.

In Bezug auf die Beschleunigung der Arbeit sind demnach mit dem Maschinen-Bohren bereits sehr erfreuliche Resultate erzielt, doch haftete demselben noch der grosse Uebelstand an, dass dabei die Betriebskosten sich höher beziffern als die Kosten des Handbohrens und zwar in einzelnen Fällen in erheblicher Weise. Dieser Umstand hat der allgemeinen Verwendung der Bohrmaschinen bisher hindernd im Wege gestanden. Derselbe ist indess durchaus nicht durch die Maschinen-Arbeit an sich bedingt; es ist vielmehr auffallend, dass entgegen den Erfahrungen auf allen andern technischen Gebieten, hier die Arbeit mit Maschinen sich theurer stellt, als mit der Hand, und kann das nur als ein Beweis dafür angesehen werden, dass das Maschinenbohren in dieser Richtung noch einer Verbesserung bedurfte.

Meine Firma, die Duisburger Masch.-Act.-Ges., vormals Bechem & Keetman in Duisburg a. Rhein, verbunden mit der Firma Wortmann & Frölich in Düsseldorf, haben sich in den letzten Jahren mit der Lösung der Aufgabe beschäftigt, diese Verbesserung durch Vervollkommnung der Maschinen und durch Vereinfachung des Bohrbetriebes zu erreichen.

Nach den erzielten Resultaten und bei der ausgedehnten Anwendung, welche unsere Bohranlagen in den letzten zwei Jahren gefunden haben, halte ich mich zu der Annahme berechtigt, dass uns die Lösung der gestellten Aufgaben gelungen ist und zwar in solchem Grade, dass mittelst unserer Bohr-Anlagen nicht nur bei sehr ausgedehnten Arbeiten, sondern schon bei kleineren Arbeits-Objecten neben dem erheblich schnelleren Arbeitsfortschritte — also der grösseren Leistung — noch der Vortheil eines geringeren Kostenaufwandes als beim Handbohren erreicht wird, und zwar unter Berücksichtigung der Amortisations-Kosten der ganzen Betriebsanlage.

Ich gebe in dem Folgenden eine kurze Beschreibung der von uns für unser Bohrsystem benutzten Maschinen und Hülfsmittel, an welche ich eine Aufzählung der bisherigen praktischen Ausführungen, sowie einige Notizen über die erzielten Resultate und über die Betriebs-Kosten anschliesse.

Zunächst erscheint es jedoch zweckmässig, die Ursachen hervorzuheben, auf welche die grösseren Kosten des bisherigen Maschinenbohrens hauptsächlich zurückzuführen sind:

Vor allem fehlte es bisher an einer leichten Gesteins-Bohrmaschine von genügender Schlagwirkung bei ausreichender Stärke und Dauerhaftigkeit.

Bei den Constructionen der meisten vorhandenen Maschinen machen die erheblichen Reibungs-Widerstände in denselben die Anwendung grosser Cylinder-Durchmesser nothwendig, um noch bei nicht gar zu hohem Luftdruck einen genügend kräftigen Schlag zu erhalten. In Folge dessen findet man fast ausschliesslich Maschinen mit Cylindern von mehr als $80^{mm}$ Durchmesser im Betrieb.

Das Gewicht solcher an sich schon schweren Maschinen wird noch dadurch vermehrt, dass man gezwungen ist, die einzelnen Theile derselben unverhältnissmässig stark zu bauen, wenn man nicht unausgesetzt mit grösseren Reparaturen zu thun haben will.

Aus diesen Gründen müssen die Maschinen der bisherigen Systeme in einer solchen Schwere gebaut werden, dass sie nur auf fahrbaren Gestellen transportirt und benutzt werden können.

Die fahrbaren Gestelle (mit Ausnahme der Universal-Gestelle*) haben aber den Uebelstand, dass sie nicht gestatten, Löcher in jeder Richtung zu bohren, und jedes einzelne Bohrloch wie bei dem Handbohren den örtlichen Verhältnissen und der Beschaffenheit des Gesteins anzupassen. Die Folge davon ist ein grösserer Spreng-Material-Verbrauch.

Bei Anwendung fahrbarer Gestelle ist es ferner nothwendig, das Arbeitsort nach jedem Abschiessen vollständig von Bergen zu säubern, bevor die Maschinen zu einem neuen Angriffe vorgeschoben werden können. Dadurch entstehen entweder grosse Zeit-Verluste, oder es ist eine grosse Belegschaft erforderlich, wodurch die Arbeit vertheuert wird.

Ein fernerer Grund für die Kostspieligkeit des bisherigen Maschinen-Bohrens ist der, dass die benutzten Bohrmaschinen verhältnissmässig viel comprimirte Luft gebrauchen, sowie der, dass zur Erzeugung der letzteren bisher fast ausschliesslich langsam gehende Compressoren verwendet wurden.

Für jeden Bohrbetrieb wurden daher Compressoren von grossen Dimensionen nothwendig, die nicht nur selbst sehr kostspielig sind, sondern auch noch theuere Fundamente, grössere Bauarbeiten etc. erforderlich machten, so dass jeder Bohrbetrieb erhebliche Installationskosten verursachte, welche denselben wesentlich vertheuern mussten.

Dies sind die hauptsächlichsten Gründe für die Kostspieligkeit des bisherigen Maschinenbohrens, welche wir nebst noch verschiedenen kleineren Uebelständen bei unseren Bohranlagen nach Möglichkeit beseitigt haben.

Unsere sämmtlichen Bohranlagen enthalten als hauptsächlichste, der näheren Besprechung werthe Theile:

### I. Frölich's Patent-Gesteinsbohrmaschine.

Fig. 1 bis 4.

Die Steuerung für die Stossbewegung ist bei der Frölich'schen Patent-Bohrmaschine eine direct wirkende, und besteht nur aus zwei beweglichen Theilen, dem Schieber *a* und dem denselben steuernden Doppelkolben *b*. Die Umsteuerung geschieht mit Hülfe des Hauptkolbens und einiger Canäle, welche Druckluft abwechselnd hinter und vor den

*) Die fahrbaren Universal-Gestelle gestatten allerdings das Bohren der Löcher in jeder Richtung, sie gehen aber den Maschinen ebenswenig als die Drehbcke die erforderliche Stabilität, um in jedem Gestein mit Sicherheit das Verlaufen der Löcher zu verhindern.



Digitized by Google

Steuerungskolben führen. Diese Steuerung ist so construirt, dass sie keinen todten Punkt hat und dass auch die Stosszahl und die Stärke des Schlages der Beschaffenheit des Gesteins angepasst werden kann. Doch sind diese Constructionsdetails, um die Deutlichkeit der Zeichnung nicht zu beeinträchtigen, aus derselben fortgelassen.

Der Mechanismus für das Setzen (d. h. das Drehen) des Bohrstahls besteht aus der Drallspindel *c* und der Mutter *d*. Die Vorrichtung, welche der Drallspindel nur Drehung in einer Richtung und zwar beim Vorschlage des Kolbens gestattet, besteht aus zwei in einandergreifenden Sperrscheiben *ee*, von denen eine mit der Drallspindel ein Stück bildet, während die zweite mit einem kleinen Kolben versehen ist, auf dessen Rückfläche stets Druckluft wirkt, und welcher durch Nasen *f* am Drehen verhindert wird.

Beim Vorschlagen des Kolbens wird dieser Druck aufgehoben durch die, dann auch auf die Vorderfläche des betreffenden Kolbens wirkende Druckluft, sodass dann die mit der Drallspindel verbundene Sperrscheibe ohne Reibung unter der oberen hergleitet und der Kolben in gerader Richtung ohne Drehung vorwärts fliegt, während beim Rückgange die Drallspindel durch die obere Sperrscheibe festgehalten wird und sich der Kolben drehen muss.

Der selbstthätige Vorschuhmechanismus besteht aus dem kleinen Cylinder *g*, dessen unterer Raum durch den Canal *a* stets mit der comprimirten Luft in Verbindung steht, wodurch der Kolben *h* in seiner höchsten Lage gehalten wird. Nur wenn der Hauptkolben seinen längsten Hub macht, tritt durch die in die Kolbenstange eingeschnittenen Canäle Druckluft aus dem vorderen Cylinderraume in den ringförmigen Canal *k* des Kolbenhalses, der mit dem oberen Raum des Vorschubcylinders in Verbindung steht. Da hier der Kolben *h* eine grössere Druckfläche darbietet, wird bei jedem längsten Hube des Hauptkolbens sich der Vorschubkolben einmal vorbewegen, welche Bewegung mittelst Schaltwerk in eine drehende der Mutter auf der Vorschubspindel umgesetzt wird, wodurch sich die ganze Maschine im Rahmen vorbewegt.

Beim Rückgang des Hauptkolbens bringt ein zweiter Canal in der Hauptkolbenstange den ringförmigen Canal *k* — und damit den oberen Raum des Vorschubcylinders — mit der Ausströmung in Verbindung, in Folge dessen der Vorschuhkolben in seine ursprüngliche Lage zurückgeht.

**Tabelle**
über die Hauptverhältnisse unserer Gesteinsbohrmaschinen.

| No. | Cylinder-Durchmesser | Maximalhub |
|---|---|---|
| 1 | 65 mm | 110 mm |
| 2 | 85 mm | 150 mm |

Die Vorzüge der Frölich'schen Gesteinsbohrmaschine bestehen:

1) In geringem Luftverbrauch. Bei den meisten Gesteins-Bohrmaschinen erfolgt die Umsteuerung für die Stossbewegung sowol als auch für den selbstthätigen Vorschub dadurch, dass der Hauptkolben oder ein Wulst auf der Kolbenstange ein oder gar zwei Hebelwerke in Bewegung setzt. Hierdurch wird aber der Schlagkolben stark gebremst und zwar gerade in dem Augenblicke, wo er seine Schlagwirkung ausüben soll. Die dadurch veranlassten erheblichen Kraftverluste sind bei unserer Maschine ganz vermieden, und ist dadurch die Leistungsfähigkeit derselben wesentlich erhöht. Wie bedeutend dieser Vortheil ins Gewicht fällt, geht daraus hervor, dass von verschiedenen Grubenverwaltungen, welche Bohrmaschinen verschiedener Construction in Gebrauch hatten, constatirt worden ist, dass die Frölich'sche Maschine von 65 mm Cylinder-Durchmesser ebensoviel leistet als andere Maschinen von 85 mm Cylinder-Durchmesser bei gleichem Hub und derselben Schlagzahl.

Daraus ergiebt sich für die Frölich'schen Maschinen ein Druckluft-Verbrauch von nur ca. 4/7 von dem Luft-Verbrauch der anderen Maschinen, mit welchen sie verglichen wurden, wonach eine erhebliche Einschränkung der zur Erzeugung der comprimirten Luft nothwendigen Anlage ermöglicht ist.

2) In wenig Reparaturen. Wer jemals Bohrmaschinen in Thätigkeit sah, der wird davon den Eindruck erhalten haben, dass bei den heftigen Schlägen und Stössen, welchen die Maschinen bei der Arbeit ausgesetzt sind, der Verschleiss der einzelnen Bewegungstheile ungewöhnlich gross sein muss; und in der That machen denn auch die Bohrmaschinen der meisten Systeme so erhebliche Reparaturen nöthig, dass für jede einzelne Arbeitsmaschine mehrere Maschinen in Reserve gehalten werden müssen, wenn der Betrieb

Fig. 1

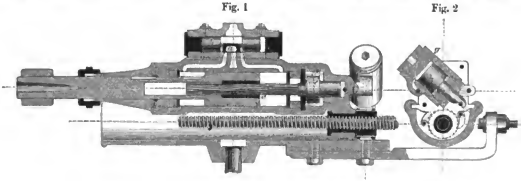


Fig. 2

Fig. 3

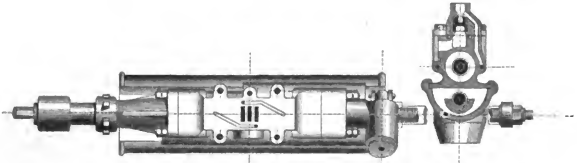


Fig. 4

Digitized by Google

ein fortlaufender sein soll. So waren z. B. bei der Ausführung des Sohlenstollens im Kaiser Wilhelm-Tunnel bei Cochem für 6 gleichzeitig in Thätigkeit befindliche Maschinen 14 Reserve-Maschinen nothwendig.

Nach dem Rapport trimestriel Nr. 18 wurden beim Vortrieb des Richtstollens im Gotthardtunnel für jede 10$^{m}$ Fortschritt folgende Anzahl Maschinen dienstuntauglich:

Göschenen: Ferroux Maschinen.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Januar | 1877, | Anzahl: | 1,93. |
| Februar | 1877, | „ | 1,48. |
| März | 1877, | „ | 0,31. |

Airolo: Mac Kean Maschinen.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Januar | 1877, | Anzahl: | 3,70. |
| Februar | 1877, | „ | 1,35. |
| März | 1877, | „ | 2,13. |

Diese Reparaturen sind nicht nur an sich sehr kostspielig, mit denselben sind auch noch andere Nachtheile und Kosten verbunden, welche durch die Betriebsstörungen bei dem Aus- und Einwechseln der Maschinen entstehen, und welche häufig noch empfindlicher sind, als die Reparaturkosten selbst, da mit ihnen uneinbringliche Zeit verloren geht.

Es muss daher für eine gute Bohrmaschine als eine der ersten Forderungen hingestellt werden, dass die Reparaturen derselben auf ein Minimum beschränkt werden, und das ist bei der Frölich'schen Bohrmaschine erreicht.

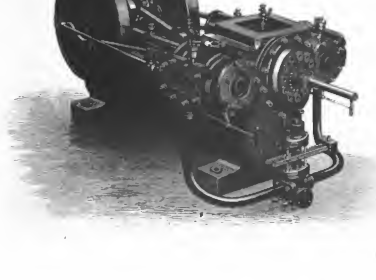
Der wesentlichste Grund für die grosse Reparatur-Bedürftigkeit der meisten Bohrmaschinen ist der, dass bei denselben die heftigen Schläge des Hauptkolbens auf verschiedene Theile des Bewegungs-Mechanismus übertragen werden. Bei der vorliegenden Bohrmaschine ist das durchaus vermieden und damit die grösstmögliche Dauerhaftigkeit erreicht.

Die wenigen Theile derselben, welche überhaupt der Abnutzung ausgesetzt sind, haben eine Anordnung erhalten, dass ihre Auswechselung leicht und schnell vorgenommen werden kann und erst nach langem Gebrauch grössere Reparaturen nöthig werden, welche die Ueberführung der Maschine in die Werkstätte erforderlich macheu.

In härtestem Sandstein haben die Frölich'schen Maschinen z. B. durchschnittlich 14 Tage lang gearbeitet, in einzelnen Fällen sogar ununterbrochen 7 bis 8 Wochen, ehe sie der Reparatur-Werkstätte übergeben werden mussten. Es genügen daher hier bei festem Gestein für kleinere Anlagen 100 pCt., für grössere 50 pCt. an Reserve-Maschinen.

3) In geringem Gewicht. Bei dem verhältnissmässig geringen Luftverbrauch der Frölich'schen Maschinen sind die Dimensionen derselben gegenüber anderen Maschinen erheblich eingeschränkt; ausserdem können die einzelnen Maschinentheile bei der geringen Inanspruchnahme verhältnissmässig leicht gebaut werden.

Fig. 5



Daraus ergiebt sich ein sehr reducirtes Gewicht, so dass beispielsweise die Maschine Nr. 1, welche in den meisten Fällen für den Bohrbetrieb ausreicht, nur ca. 60$^{k}$ wiegt, von einem Arbeiter daher bequem getragen werden kann.

Dies geringe Gewicht macht auch fahrbare Gestelle überflüssig. Damit wird aber das ganze Verfahren beim Maschinenbohren ungemein vereinfacht und sehr nahe auf die Principien der Sprengarbeit für Handbetrieb zurückgeführt.

4) In weniger und billiger Bedienung. Die Frölich'sche Bohrmaschine kann von jedem Arbeiter schon nach einer Uebung von nur wenigen Tagen selbstständig bedient werden und genügt dazu ein Mann. Die Anwesenheit eines gelernten Schlossers oder Monteurs ist beim Betrieb nicht erforderlich.

## II. Die Luft-Compressionsmaschine.

Fig. 5 bis 7.

Unsere Luft-Compressoren, Fig. 5, gehören der Classe der schnelllaufenden, trockenen Compressoren an, mit ausschliesslich äusserer Wasser-Kühlung der Compressionspumpe.

Sie bestehen aus 2 Dampfmaschinen und einer zwischenliegenden doppelt wirkenden Luftpumpe, welche an eine gemeinsame Schwungradachse angreifen. Die kleineren Maschinen bis zur theoretischen Leistung von 6400$^{l}$ angegeben Luft sind complet auf dem Luftsammler montirt und bedürfen zu ihrer Aufstellung keines Fundamentes und keiner weiteren Montage, als dass sie zur Sicherung der horizontalen Lage auf ein Paar Steinblöcke oder Holzschwellen aufgestellt und die Dampf- und Luftleitungsanschlüsse angebracht werden.

Fig. 6

Die Luftpumpe ist mit Stopfbüchsen-Saugventilen, Fig. 6, versehen, welche mechanisch, durch die Reibung der Stopfbüchsenpackung auf der Kolbenstange, geöffnet und geschlossen werden. Es füllt sich dadurch der Cylinder beim Ansaugen mit Luft von atmosphärischer Spannung, während, wenn die Luft selbstthätig die Saugventile öffnen muss, wie das bei den meist gebräuchlichen Constructionen geschieht, der Cylinder nur mit verdünnter Luft gefüllt werden kann. Infolge dessen ist der Wirkungsgrad der Luftpumpe mit diesen mechanisch sich öffuenden und schliessenden Saugventilen ein grösserer und bleibt, wie durch zahlreiche Versuche festgestellt wurde, selbst bei einer Kolbengeschwindigkeit bis zu 4$^{m}$ derselbe. Die Druckventile sind um das Saugventil herum gelagert und öffnen sich in einen ringförmigen Canal, der in den Luftsammler mündet.

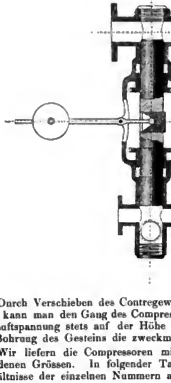
Jeder unserer Compressoren ist mit

Frölich's Patent-Druck- und Geschwindigkeits-Regulator, Fig. 7, versehen. Derselbe besteht aus einem zwischen der Dampfzuleitung und Luftableitung eingeschalteten Cylinder, in welchem sich ein belasteter Plungerkolben bewegt, der die Dampfzuleitung absperrt, sobald der Luftdruck im Sammler ein gewünschtes Maximum erreicht

Digitized by Google

hat und der die Lufttheilung schliesst und dadurch die Spannung im Sammler normal erhält, wenn plötzliche Druckabnahme in der Leitung stattfindet.

Fig. 7



Durch Verschieben des Contregewichtes auf dem Hebelarme kann man den Gang des Compressors so reguliren, dass die Luftspannung stets auf der Höhe gehalten wird, welche zur Bohrung des Gesteins die zweckmässigste ist.

Wir liefern die Compressoren mit Luftsammler in verschiedenen Grössen. In folgender Tabelle sind die Haupt-Verhältnisse der einzelnen Nummern aufgeführt:

**Tabelle**

über die Hauptverhältnisse von Luftcompressoren auf Luftsammler montirt.

| No. | Cylinderdurchmesser | | Hub aller drei Kolben | Normale Touren-zahl pro Minute | Theoretische Leistung in Litern angesaugter Luft pro Minute |
|---|---|---|---|---|---|
| | Dampf-Cylinder mm | Luft-Cylinder mm | mm | | |
| II | 160 | 220 | 240 | 120 | 2188 |
| III | 180 | 255 | 280 | 120 | 3298 |
| IV | 200 | 275 | 340 | 110 | 4443 |
| V | 230 | 320 | 400 | 100 | 6432 |
| Vb*) | 200 u. 315 | 320 | 400 | 100 | 6432 |

Die Vorzüge unserer Compressoren bestehen:

1) In geringem Anlage-Capital. Wie oben hervorgehoben, können bei unseren Compressoren grosse Geschwindigkeiten angewandt werden, ohne den Nutzeffect und die Dauerhaftigkeit derselben zu beeinträchtigen. Dieselben erhalten in Folge dessen bei gleicher Leistungsfähigkeit bedeutend kleinere Dimensionen wie die Compressoren anderer Systeme, bedürfen keines besonderen Luftreservoirs und die Fundirungskosten sowol, wie die der Montage, sind auf ein Minimum beschränkt. Alle diese Gründe wirken zusammen, die Kosten der Luftcompressions-Anlage möglichst zu vermindern und dass dies nicht unerheblich ist, wird aus nachstehender Tabelle ersichtlich, in welcher Compressoren verschiedener Systeme von annähernd gleichem Wirkungsgrad mit ihren Haupt-Verhältnissen zusammengestellt sind:

*) Mit Zwillings-Compoundmaschinen.

| System des Compressors | Luft-cylinder-Durchm. mm | Hub mm | Touren pro Minute | Leistung in Litern angesaugter Luft pro Minute |
|---|---|---|---|---|
| Compressor mit Wassersäule . . . . . | 400 | 1200 | 20 | 6000 |
| Desgl. mit Einspritzwasser . . . . . | 350 | 1000 | 30 | 5800 |
| Unser Compressor No. 5 | 320 | 400 | 100 | 6400 |

2) In geringen Betriebskosten. Die durch das mechanische Oeffnen und Schliessen der Saugventile erreichte grössere Nutzleistung hat einen geringeren Kraft- und daher Kohlenverbrauch zur Folge. Derselbe wird noch erheblich dadurch vermindert, dass wir in neuester Zeit die beiden Dampfmaschinen der grösseren Compressoren als Compound-Maschinen bauen. Dadurch wird erzielt, dass die Maschinen mit 3facher Expansion arbeiten, ohne dass der Preis erheblich gesteigert und ohne dass der Hauptvortheil der Zwillingsmaschine — das Angehen des Compressors in jeder Stellung — dadurch beeinträchtigt wird.

Die vollkommen selbstthätige Regulirung des Ganges macht jede Wartung der Maschine überflüssig, mit Ausnahme des zeitweisen Schmierens. Hierdurch wird nicht nur der Lohn für einen besonderen Maschinisten erspart, sondern es werden dadurch auch die Reparaturen sehr vermindert.

3) In compactem Bau und leichter Transportabilität, was namentlich die kleineren Nummern unserer Compressoren für Arbeiten von kurzer Zeitdauer sehr geeignet macht. Um ein Beispiel anzuführen, sei bemerkt, dass der Compressor No. 5 (vergl. obige Tabelle), welcher für 3 bis 6 Gesteinsbohrmaschinen (je nach der Härte des Gesteins) ausreicht, incl. Luftsammler nur einen Raum von $2^m$ Länge, bei $1{,}4^m$ Breite und $1{,}3^m$ Höhe einnimmt.

4) In der selbstthätigen Regulirung, dem günstigsten Arbeitsdruck entsprechend. Bekanntlich erfordert verschieden hartes Gestein auch comprimirte Luft von mehr oder weniger hoher Spannung. So z. B. arbeiten die Bohrmaschinen in Schiefer am günstigsten mit $2^1/_2$ bis 3 Atm. Spannung, in Sandstein mit $3^1/_2$ bis 4 Atm., in Grauwacke mit 4 bis 5 Atm. und in Granit mit 5 bis $5^1/_2$ Atm. Spannung. Bei den langsam gehenden Compressoren aber ist man (um Reserve für den nöthigen Arbeitsluftdruck zu erhalten) gezwungen, das Luftreservoir mit Luft von 1 bis 2 Atm. höherem Druck als den oben angegebenen günstigsten Arbeitsluftdruck, gefüllt zu erhalten. Man regulirt dabei den Arbeitsdruck in der Bohrmaschine dadurch, dass man das Einlassventil oder den Hahn an demselben mehr oder weniger öffnet und dadurch die Luft drosselt. Das Unrationelle dieses Verfahrens, welches unnöthigen Kohlen-Verbrauch zur Folge hat, liegt auf der Hand.

Wie in der Beschreibung unseres Compressors hervorgehoben, kann durch die Einstellung des selbstthätigen Regulators der Gang der Maschine so eingerichtet werden, dass die Luft nur auf den für den Bohrmaschinenbetrieb der Gesteinshärte entsprechenden günstigsten Druck comprimirt wird, wodurch also jeder Kraftverlust vermieden ist.

## III. Die Bohrgestelle.

Fig. 8 und 9.

Zur Befestigung während der Arbeit benutzen wir für die 65er Bohrmaschine fast ausschliesslich die uns patentirte hydraulische Bohrsäule, Fig. 8. Dieselbe besteht aus einem im Fusse der Säule angebrachten Pumpwerk, mittelst dessen ein in dem oberen Theile der hohlen Säule befindlicher Plungerkolben herausgedrückt wird. Die Säule kann dadurch mit einem Druck von 200 Atmosphären eingespannt werden; giebt also den für ein gutes Bohrgestell unerlässlichen sicheren und unverrückbaren Halt und ist doch so leicht (das Gewicht beträgt circa 60k), dass ein Mann dieselbe transportiren kann. Bei einer Probe im Gotthard-Tunnel wurde von 2 Arbeitern, die erst 2 Tage lang mit der Maschine gearbeitet hatten, das schnasssichere Abrüsten einer an einer Säule befestigten Bohrmaschine und das Wiederaufstellen der Säule nebst Maschine bis fertig zum Betriebe in 8 Minuten bewerkstelligt.

Digitized by Google

Fig. 8

Fig. 9

Die Säulen finden Verwendung beim Stollen resp. Querschlagbetriebe, wenn man ohne die Kosten des Auffahrens zu erhöhen 2 bis 3fachen Fortschritt der Handarbeit erzielen will. Soll aber ein grösserer Fortschritt erreicht werden und kommen die Kosten des Betriebes erst in zweiter Linie in Betracht, so wenden wir den Verhältnissen entsprechende fahrbare Gestelle an.

Für das Abteufen von Schächten bauen wir Gestelle, welche ebenfalls mit der obigen patentirten hydraulischen Spannvorrichtung eingerichtet sind und an welchen 2, 4, 6 und 8 Bohrmaschinen gleichzeitig betrieben werden können. Diese Gestelle zeichnen sich ebenso durch eine ungemein leichte und rasche Handirbarkeit als auch durch ihren absolut sicheren Stand aus.

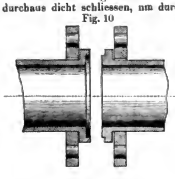
Für den Bohr-Betrieb in offenen Einschnitten und Steinbrüchen benutzen wir das in Fig. 9 dargestellte Dreifussgestell oder auch unter bestimmten Verhältnissen besondere fahrbare Gestelle.

## IV. Die Luftleitung.

Fig. 10.

Die Luftleitungsrohre für eine Bohrmaschine müssen durchaus dicht schliessen, um durch Undichtigkeit entstehende Druckverluste, welche sich rasch summiren und durch den Mehrverbrauch an Kohlen sehr fühlbar machen, zu vermeiden. Wir empfehlen daher für die Luftleitung schmiedeeiserne patentgeschweisste Rohre mit aufgeschweissten und in einander gedrehten Bunden und losen Flanschen. Diese Verbindung, von der ich nebenstehend eine Skizze, Fig. 10, gebe, lässt sich leicht und rasch, selbst von gewöhnlichen Arbeitern, dicht zusammenschrauben und giebt eine dauernd gute Dichtung.

Fig. 10



Für die Verbindung zwischen Luftleitung und Bohrmaschinen wenden wir Gummischläuche an mit 5fachen Einlagen, welche mit dickem, getheerten Hanfseil umwickelt sind.

Wir haben es mit diesen Schläuchen erreicht, dass dieselben viele Monate ohne Reparaturen in beständigem Gebrauch bleiben können.

Besondere Sorgfalt haben wir noch auf die Construction der nöthigen Ventile und Hähne für die Luftleitungen verwandt, um die zwar kleinen aber stets wiederkehrenden sehr lästigen Betriebsstörungen, welche durch unzweckmässige Ventile oder Anschlüsse entstehen, zu vermeiden.

### Ausgeführte Anlagen.

Seit Anfang des Jahres 1878 wurden von uns die nachstehend aufgeführten Bohr-Anlagen eingerichtet:

Eine compl. Bohr-Anlage für Streckenbetrieb für die Steinkohlenzeche „Wolfabank“ bei Borbeck in Westfalen (seit October 1877 in Betrieb).

Eine compl. Bohr-Anlage für die Steinkohlenzeche „Graf Bismarck“ bei Schalke (seit März 1878 in Betrieb).

Eine compl. Bohr-Anlage für die Steinkohlenzeche „Schlägel & Eisen“ bei Recklinghausen (seit Juni 1878 in Betrieb).

Desgleichen für die Steinkohlenzeche „Pinto“ bei Wanne (seit November 1878 in Betrieb).

Gesteinsbohrmaschinen für die Blei- und Silbergrube „Friedrichssegen“ bei Oberlahnstein (seit August 1878 in Betrieb).

Eine compl. Bohranlage für die Spath-Eisensteingrube „Storch & Schöneberg“ bei Niederschelden an der Sieg (seit November 1878 in Betrieb).

Digitized by Google

Zwei compl. Bohr-Anlagen für die Richtstollen und für die Ausweitung der Tunnele der holländischen Staatseisenbahn auf der Insel Java.

Gesteins-Bohrmaschinen, sowie hydraulische Bohrsäulen für die Königlich Preussische und Herzogl. Braunschweigische Communal-Berg-Inspection Rammelsberg bei Goslar (seit April 1879 in Betrich).

1 Gesteinebohrmaschinen für die Steinkohlenzeche „Roland“ bei Oberhansen (seit Juni 1879 in Betrich).

Gesteinsbohrmaschinen und Streckengestelle für die Steinkohlenzeche „Heinitzgrube“ bei Beuthen in Oberschlesien (seit Juli 1879 in Betrieb).

Eine compl. Bohranlage zum Schachtabteufen für die Steinkohlenzeche „Société des Mines de Houilles“ bei Dombrowa in Russisch Polen (seit 1879 in Betrieb).

Eine compl. Bohr-Anlage für den Pfaffensprung Kehrtunnel der nördlichen Rampe der „St. Gotthardbahn“.

Eine compl. gemeinschaftliche Anlage für die beiden Kehrtunnel der Dacio-Stufe der südlichen Rampe der St. Gotthardbahn (excl. der Compressoren).

Desgleichen für die beiden Kehrtunnel der Giornico-Stufe der südlichen Rampe der St. Gotthardbahn (excl. der Compressoren).

Eine compl. Bohranlage für Streckenbetrieb für die Steinkohlengrube der Warschauer Gesellschaft für Kohlenherghau und Hüttenbetrieb zu Warschau.

### Betriebs-Resultate.

Bezüglich der mit unseren Bohrmaschinen erzielten Resultate möge hier u. A. Platz finden:

Ein Auszug aus dem Geschäfts-Bericht des Verwaltungsraths der Bergbau-Actien-Gesellschaft „Pluto“ für das Jahr 1878. (Mitgetheilt im „Glück auf“ No. 33, Beiblatt zur Essener Zeitung.)

„Gegen Ende November waren der Ausbau des Schachtes und alle übrigen Arbeiten so weit beendet, dass der nördliche Querschlag in der 2. Sohle, um den es sich, da die bauwürdigen Flötze ausschliesslich nach Norden vorliegen, zunächst allein handelt, in Angriff genommen werden konnte. Da die danernde Prosperität dieses Schachtes mit der Ausführung dieser Arbeit und der dadurch allein zu ermöglichenden Erhöhung der Förderung im engsten Zusammenhange steht, so ist zur Beschleunigung derselben über Tage ein Compressor aufgestellt, von dem aus die comprimirte Luft durch eine Rohrleitung vor Ort des Querschlages zu den Bohrmaschiuen geführt wird. Von diesen — System Frölich — sind beständig 2 in Thätigkeit, mit denen im Durchschnitt täglich 2m aufgefahren werden, also reichlich doppelt so viel als mit Handarbeit. Der Vortrag dieses Systems besteht in der grossen Einfachheit der Anlage, welche im Ganzen, also incl. der Luft- und Wasserleitungsrohre nur 17375 M gekostet hat und in der zweckmässigen nur äusserst geringe Reparaturkosten verursachenden Construction der Apparate. Der Querschlag steht Ende März d. J. dem unteren Flötze No. 1 nach Norden bereits ziemlich nahe und werden im Laufe dieses Jahres unzweifelhaft sämmtliche seither bekannten nördlichen Flötze durchfahren werden.

Folgende Notizen, die ich einem Schreiben der Herren Directoren Müller und Heberle vom Blei- und Silberwerk „Friedrichsegen“ entnehme. Diese Notizen beziehen sich auf das Auffahren in fester Gangmasse, mit einer an einer Bohrsäule befestigten Gesteinbohrmaschine — Patent Frölich — mit einem Cylinder-Durchmesser von 65 mm, während der Monate August bis December 1878.

#### Allgemeine Resultate.

| | |
|---|---|
| Tägliches Auffahren . . . . . | 0,73m |
| Anzahl der gebohrten Löcher pro Meter Ort . | 17,05 Stück. |
| Länge der gebohrten Löcher pro Meter Ort . | 14,06m |
| Durchschnittliche Länge der Bohrlöcher . . | 0,85m |
| Gesteinsart: Gangmasse. | |

#### Es wurden verbraucht:

| | |
|---|---|
| Gedingepreis pro Meter Ort . . . . . | 49,00 M |
| Verfahrene Schichten . . . . . | 147,01 „ |
| Stunden gehohrt . . . . . | 150,55 „ |
| Stunden gesprengt und gefördert . . . . | 119,95 „ |

| | |
|---|---|
| Bohrer pro Meter Ort 1. Grösse . . . . . | 11,34 M |
| 2. „ . . . . . | 8,96 „ |
| 3. „ . . . . . | 6,66 „ |
| Dynamit pro Meter Ort . . . . . | 3,371 K |
| Elektrische Zünder desgl. . . . . | 28,09 Stück. |
| Kohlenverbrauch des Compressors . . . . | 2,371 t |

#### Kosten.

| | |
|---|---|
| Arbeitslöhne pro Monat . . . . . | 344,36 M |
| Unterhaltung: Eisen, Oel, Fett pro Monat . | 18,05 „ |
| Dynamit pro Monat . . . . . | 85,18 „ |
| Elektrische Zünder . . . . . | 25,80 „ |
| Kohlen pro Monat . . . . . | 38,19 „ |
| Reparaturen der Bohrer pro Monat . . . . | 27,30 „ |
| Gesammtkosten pro Monat . . . . . | 559,13 „ |
| Kosten pro Meter Stollen . . . . . | 54,41 „ |

#### Vergleichung der mechanischen und Handarbeit.
(Bei ganz gleichen Verhältnissen.)

| | | |
|---|---|---|
| Tägliches Auffahren | mechanische Arbeit . . | 0,73m |
| | Handarbeit . . . . . | 0,45m |
| Kosten pro Meter | mechanische Arbeit . . | 54,41 M |
| | Handarbeit . . . . . | 54,00 „ |

Diese vergleichenden Durchschnittwerthe stellen sich noch verhältnissmässig ungünstig für die mechenische Arbeit, weil der Maschinenbetrieb von seinem ersten Beginn eingeschlossen ist.

Im Monat December 1878 stellte sich das Verhältniss:

| | | |
|---|---|---|
| Tägliches Auffahren | mechanische Arbeit . . | 0,59m |
| | Handarbeit . . . . . | 0,36m |
| Kosten pro Meter | mechanische Arbeit . . | 70,05 M |
| | Handarbeit . . . . . | 85,00 „ |

## Verdampfungs-Versuche mit einem Sicherheits-Röhrenkessel, Patent J. G. Schmidt*).

Nachstehend sind die Resultate der Verdampfungsversuche kurz zusammengestellt, welche ich auf Veranlassung der Herren S. Huldschinsky & Söhne in Gleiwitz mit dem von dieser Firma auf der diesjährigen Berliner Gewerbeausstellung in fortdauerndem Betriebe erhaltenen Röhrenkessel von 50 Pferdest., Patent J. G. Schmidt, am 5., 6. und 17. September d. J. vorgenommen habe.

Die beiden Röhrengruppen des Kessels bestanden aus 45 Röhren im Vorderkessel (dem eigentlichen Verdampfungskessel) und aus 48 Röhren im Hinterkessel (dem Vorwärmer). Es betrug

| | |
|---|---|
| die Länge der Röhren . . . . . | 2500 mm |
| der äussere Durchmesser 4 Zoll engl. | 102 mm |
| die totale Heizfläche . . . . . | 75,0 qm |
| die Rostfläche, (1/30 der Heizfläche) . | 1,87 „ |
| der Zugquerschnitt, (1/4 der Rostfläche) | 0,47 „ |
| der Schornsteinquerschnitt . . . . | 0,43 „ |
| die Schornsteinhöhe . . . . . | 18,40 M |

Der Kessel war seit dem 1. Mai, also über 4 Monate in vollem Betriebe und wurde ohne vorhergehende Reinigung zu den Versuchen gestellt. Als Brennmaterial diente die auch vorher von dem Ausstellungscomité gelieferte Kohle, eine oberschlesische Stückkohle; dieselbe wurde auf einer genauen Decimalwange, dem Verbrauche entsprechend, abgewogen, ebenso die Rückstände an Asche und Schlacke am Ende jedes Versuchstages. Die Messung des Wassers geschah durch zwei vorher genau auf ihren Inhalt untersuchte Wasserkasten, aus deren einem die Dampfpumpe gespeist wurde, während sich gleichzeitig die Füllung des anderen aus der Wasserleitung vollzog, und umgekehrt.

Die Temperaturen wurden durch mehrere, von der Firma O. Greiner in Berlin ausgeführte Quecksilber-Thermometer gemessen. Das Thermometer zur Bestimmung der Temperatur der Rauchgase im Fuchs reichte mit seiner Quecksilberkugel bis nahezu auf die halbe Höhe des Fuchses, zeigte somit wol die höchste Temperatur in den abziehenden Feuergasen.

*) Beschreibung und Zeichnung des Kessels, Jahrgang XXIII 1879, Seite 66.

Digitized by Google

Zur Messung des Druckes im Dampf- und Wasserraum dienten zwei Bourdon'sche Manometer von der Firma Schäffer & Budenberg.

Es wurden folgende Messungen vorgenommen:

täglich das an jedem Versuchstage verdampfte Wasserquantum,
die zum Anheizen und während des Betriebes verbrauchte Kohlenmenge,
die aus derselben resultirende Schlacke und Asche,

stündlich die Temperatur der Luft und des Speisewassers,

viertelstündlich die Temperatur des Wassers im Kessel, vor seinem Uebertritt in den Vorderkessel,
die Dampftemperatur und die Temperatur der Heizgase im Fuchse,
die Drucke im Hinter- und Vorderkessel.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Mittelwerthe aus den Beobachtungszahlen eingeführt. Am ersten Versuchstage war der Kessel mit kaltem Wasser gefüllt worden; das Anheizen dauerte deshalb auch etwas länger, als an den beiden späteren Tagen. Der Zustand des Kessels wurde zu Anfang und zu Ende jedes Versuchstages möglichst gleich gehalten.

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Versuchstag . . . . 1879, September | | 5. | 6. | 17. |
| Dauer des Anheizens . . Minuten | | 30 | 25 | 20 |
| „ des gleichmässigen Betriebes . . | | 7h15′ | 7h20′ | 7h30′ |
| Kohlenverbrauch zum Anheizen . . | k | 150 | 150 | 150 |
| „ während d. Betriebszeit | k | 1045 | 1100 | 920,5 |
| Rückstände an Schlacke und Asche . | k | 53,5 | 53,5 | 50,3 |
| „ in Procenten d. verbrauchten totalen Kohlenmenge . . | k | 4,38 | 4,36 | 4,70 |
| Totale, verdampfte Wassermenge . . | k | 8459 | 8788 | 7990 |
| Temperatur des Speisewassers . . | °C. | 14,5 | 15,0 | 14,9 |
| „ der Luft . . . . . | „ | 19,5 | 21,9 | 22,2 |
| Temperatur des Wassers im Hinterkessel vor seinem Uebertritt in den Vorderkessel . . . . . | °C. | 132,0 | 158,7 | 145,5 |
| Druck im Hinterkessel . . . . | Atm. | 14,4 | 14,4 | 15,2 |
| „ „ Vorderkessel (Dampfdruck) | „ | 9,65 | 9,3 | 10,4 |
| Zugehörige Temperatur gesättigten Dampfes (nach Fliegner) . . | °C. | 179,1 | 180,2 | 184,6 |
| Temperatur des Dampfes . . . . | „ | 219,4 | 197,3 | 196,4 |
| Ueberhitzung des Dampfes . . . . | „ | 40,3 | 17,1 | 11,8 |
| Temperatur der Heizgase im Fuchs . | „ | 220,5 | 227,9 | 217,4 |
| Hiernach beträgt das verdampfte Wasser: | | | | |
| pro Pferdest. (angenommen 50 Pferde) und Stunde . . . . . | k | 23,33 | 23,97 | 21,31 |
| „ Quadratmeter Heizfläche a. Stunde | k | 15,51 | 15,80 | 14,20 |
| „ Kilogr. brutto verbrauchter Kohle | k | 8,10 | 8,00 | 8,68 |
| „ „ netto „ „ | k | 8,53 | 8,40 | 9,18 |

Wenn schon dieses Resultat der Verdampfung an und für sich und zwar besonders in Anbetracht der hohen Spannung und Ueberhitzung des Dampfes ein zufriedenstellendes genannt werden kann, so erscheint es noch um so günstiger, wenn man berücksichtigt, dass die verwendete Kohle zu den für Kesselfeuerungen weniger geeigneten Kohlensorten zählt. Nach den auf der Kaiserlichen Werft zu Wilhelmshafen mit grosser Genauigkeit ausgeführten Versuchen (Zeitschrift des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine, Juni 1878) mit 101 verschiedenen Kohlensorten und einem speciell für diese Zwecke gehaltenen Schiffskessel von 100$^{qm}$ Heizfläche, gaben die oberschlesischen Kohlen nahezu die ungünstigsten Resultate, durchschnittlich 7,60-fache Verdampfung, während dieselbe bei den westfälischen und ausländischen Kohlen bis auf 8,776 stieg. Bei Vergleichung der an dem Schmidt'schen Kessel erzielten Resultate mit den Ergebnissen von Versuchen, bei denen Kohlen bester Qualität verwendet wurden, müssten also die beiden letzten Zahlenreihen etwa mit $\frac{8,776}{7} = 1,254$ multiplicirt werden.

Berlin, im December 1879. E. Brauer.

## Messung von Brücken-Durchbiegungen mittelst gespannter Drähte.

Die Bestimmung der Durchbiegung von eisernen Brücken von 5$^m$ bis zu 80$^m$ Stützweite kann auf sehr bequeme und wenig Zeit erfordernde Weise mit Hülfe von zwischen den Auflagern ausgespannten Stahldrähten vorgenommen werden. Zu dem Ende sind geeignete Spannvorrichtungen erforderlich, welche auf möglichst einfache Art über den Auflagerpunkten an die Gurtungen oder an die Vertikalen der Brücke angeschraubt werden können; sie müssen ferner so eingerichtet sein, dass der etwa 1,5$^{mm}$ bis 2,5$^{mm}$ starke Draht während der Dauer der Untersuchung die gleiche Spannung behält, was durch Winkelhebel und Gegengewicht erreichbar ist. Die Ablesung geschieht sodann im unbelasteten und im belasteten Zustande der Brücke an einem, die Bewegungen derselben mitmachenden, in Millimeter getheilten Massstabe, welcher unmittelbar an dem ausgespannten, seine Lage nicht verändernden Draht vorbeigleitet. Um schärfer ablesen zu können, kann auf den Draht ein leichter Reiter aus Holz aufgesetzt werden, der mit einer scharfen Marke versehen ist. Man kann so mit Sicherheit ganze Millimeter bei 80$^m$ Stützweite selbst noch bei einem gelinden Luftzuge ablesen, da dieser den Draht nur in regelmässige Vibrationen versetzt, ohne ihn zum Schwanken zu bringen.

A. M.

# Literarisches.

**Compendium der mechanischen Wärmetheorie** mit besonderer Berücksichtigung der Bedürfnisse der Maschinentechnik. Von Emil Herrmann, o. ö. Professor der Mechanik an der Königl. ungar. Berg- und Forstakademie in Schemnitz. 242 S. Berlin, 1879. Ernst & Korn.

Indem das vorliegende Buch nach dem Aussprache des Verfassers vor allem den Anforderungen des Maschinentechnikers an die mechanische Wärmetheorie Genüge zu leisten bestimmt ist, wird eine eingehendere Besprechung desselben an dieser Stelle um so mehr gerechtfertigt sein, als es zugleich in mehrfacher Hinsicht neue Anschauungen und Sätze in die mechanische Wärmetheorie einführt, deren Erörterung nicht unwillkommen sein dürfte. Wenn ich dabei vorzugsweise solche Anschauungen und Entwickelungen des Verfassers ins Auge fasse, die von denen abweichen, die ich selbst in dem u. A. auch die mechanische Wärmetheorie behandelnden ersten Bande meiner „Theoretischen Maschinenlehre" sowie in dem von mir verfassten Anhange zu Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau vertreten habe, so wird das keiner Entschuldigung bedürfen, insofern es sich zugleich um Fragen von allgemeinerem Interesse dabei handelt, deren verschiedenartige Auffassung nicht ohne Einfluss auf Probleme von technischer Wichtigkeit ist.

Das Buch zerfällt in vier Theile, betreffend bezw. die Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie, das Verhalten der Gase, das Verhalten der Dämpfe und tropfbaren Flüssigkeiten und die Theorie der calorischen Motoren, ausser einer Einleitung, die zunächst zu einigen Bemerkungen Anlass giebt.

Wenn der Verfasser darin die Temperatur eines Körpers definirt als „ein Maass desjenigen Zustandes, vermöge welches der Körper bei der Berührung oder auf Entfernung hin in uns das Gefühl der Wärme oder Kälte wachruft", und wenn er dann weiterhin von der Wärme als von einer Grösse spricht, ohne sie überhaupt als solche allgemein definirt zu haben, so mag das zwar vom Gesichtspunkte des praktischen Bedürfnisses aus unerheblich sein; allein es lässt sich doch nicht leugnen, dass wenigstens das logische Bedürfniss bei der Entwickelung und Darstellung irgend einer Wissenschaft vor allem eine präcise Definition der Fundamentalbegriffe verlangt, mit denen sie sich beschäftigt, hier also der Begriffe: Wärme und Temperatur. Dass in einem Lehrbuche der



Digitized by Google

mechanischen Wärmetheorie die Berufung auf das Gefühl in dieser Beziehung nicht befriedigt, liegt wol auf der Hand, und mag es deshalb gestattet sein, die fragliche Lücke hier auszufüllen durch Definitionen, die füglich nur darin bestehen dürfen, jene Begriffe auf anderweitig bekannte mechanische Begriffe zurückzuführen. Wenn sich dann auch zeigt, dass die so mechanisch definirte Wärme zugleich die Ursache gewisser subjectiver Empfindungen ist, so ist das eine für die mechanische Wärmelehre als solche ganz gleichgiltige, vielmehr in das Gebiet der Physik oder specieller der Physiologie gehörige Thatsache. Das Ungenügende seiner fundamentalen Begriffsbestimmungen fühlt der Verf. wol selbst, indem er sagt: „Das von uns angewendete Verfahren zur Bestimmung der Temperatur eines Körpers sei nur ein empirisches und liefere kein unmittelbares Maass desjenigen Zustandes des Körpers, vermöge dessen derselbe in uns das Gefühl der Wärme oder Kälte wachruft; was wir messen, sei eigentlich nur das Volumen der Gewichtseinheit, von welchem wir voraussetzen, dass es sich verändere, wenn der Wärmezustand der Substanz sich ändert." Unter diesen Umständen ist es dann aber doch besser, die Definitionen von Wärme und Temperatur so zu fassen, dass das thatsächlich angewendete Verfahren ihrer Messung nicht ein auf Voraussetzungen beruhender Nothbehelf, sondern die unmittelbare Consequenz solcher Begriffsbestimmung sei.

Unter Wärme werde nun die Ursache solcher Zustandsänderungen eines Körpers verstanden, die in Aenderungen der Aggregatform, des Formationszustandes (bedingt durch Volumen und Gestalt der Körperelemente) oder des Spannungszustandes bestehen; insoweit der Zustand des Körpers durch diese drei Kriterien charakterisirt, also durch die Wärme bedingt ist, sei er als Wärmezustand bezeichnet. Wenn sich z. B. zeigt, dass ein Metallstab, der an den Enden mit festen Körpern von unveränderlicher relativer Lage verbolzt ist, unter dem Einflusse seiner Bestrahlung durch die Sonne sich hiegt und stärker auf jene Bolzen an den Enden drückt, so ist in Ermangelung der Arbeit irgend einer äusseren Kraft, als deren Wirkung jene Aenderung des Formations- und des Spannungszustandes des Stabes zu betrachten wäre, dieselbe einer anderen Ursache als Wirkung zuzuschreiben, nämlich der Wärme. Indem man nun aber findet, dass in gewissen Fällen auch durch Arbeiten mechanischer Kräfte ähnliche Zustandsänderungen bewirkt werden können, wie sie in anderen als Wirkungen der Wärme betrachtet werden, ergiebt sich die Nothwendigkeit, Wärme und mechanische Arbeit als gleichartige Grössen, bezw. als nur verschiedene Formen einer als allgemeine Ursache von Zustandsänderungen der Körper betrachteten Grösse anzusehen, die als Energie bezeichnet zu werden pflegt (auch vom Verf. so genannt wird), übrigens auch passend mit einem deutschen Worte als Arbeitsvermögen bezeichnet werden kann. Wenn also z. B. die in einem Gefässe abgesperrte Luft durch Aufwendung mechanischer Arbeit comprimirt und somit ihr Formations- und ihr Spannungszustand verändert wird, so kann man sich, um obige Definition der Wärme allgemein giltig zu erhalten, in solchem Falle vorstellen, dass jene zur Compression aufgewendete Arbeit sich in äquivalente Wärme umsetzt, die dann wieder als unmittelbare Ursache der Aenderung des Formations- und Spannungszustandes, also des Wärmezustandes zu betrachten ist.

Mit Rücksicht auf die Anwendungen, die bisher von der mechanischen Wärmetheorie insbesondere bei technischen Problemen bezüglich des Verhaltens von wässerigen und luftförmigen Flüssigkeiten (Gasen und Dämpfen) gemacht wurden, genügt es, den Spannungszustand eines Körpers hier in engerem Sinne aufzufassen, nämlich mit Ausschluss von Schubspannungen, was zur Folge hat, dass die Normalspannungen in demselben Punkte für alle Richtungen gleich sind, und dass somit der Spannungszustand in jedem Punkte durch eine einzige Grösse, durch eben diese hier schlechtweg so zu nennende Spannung bestimmt ist. Der Formationszustand ist dann durch das specifische Volumen (Volumen der Gewichtseinheit) in jedem Punkte bestimmt, und somit die Wärme, um zu definiren als die Ursache solcher Zustandsänderungen eines Körpers, die sich durch Aenderungen der Aggregatform (bezw. des Gewichtsverhältnisses der Bestandtheile von verschiedener Aggregatform) oder des specifischen Volumens oder der Spannung zu erkennen geben. Letztere kann bei Entwickelung der allgemeinen Gesetze als gleich für alle Körperpunkte vorausgesetzt werden, da bei der Anwendung jener Gesetze immer die Zerlegung des Körpers in nöthigenfalls unendlich kleine Elemente, für die solche Voraussetzung zutrifft, vorbehalten bleibt, während das specifische Volumen des Körpers als mittleres, d. h. als Volumen pro Gewichtseinheit des ganzen Körpers zu verstehen ist, um jene Gesetze auch auf discontinuirliche Gemische gleichartiger Bestandtheile von verschiedener Aggregatform anwendbar zu machen, die für die technischen Anwendungen von Wichtigkeit sind, wie z. B. der aus Wasser und Wasserdampf bestehende Inhalt eines Dampfkessels, eines Dampfcylinders u. s. w.

Die so im Allgemeinen definirte Wärme ist nun weiter als Grösse der Messung und Rechnung zugänglich zu machen durch die Definition: zwei Wärmegrössen, gewöhnlich Wärmemengen genannt (als Ueberlieferung der früheren Annahme eines Wärmestoffs) verhalten sich $= 1 : n$, wenn die Massen gleichartiger Körper von gleichen Wärmezuständen sich $= 1 : n$ verhalten, in denen sie unter gleichen Umständen gleiche Aenderungen der Wärmezustände verursachen. Die Wahl der üblichen Wärmeeinheit beruht aber auf dem Begriffe der Temperatur, zu deren Definition als einer Grösse zunächst die Gleichheit zweier Temperaturen zu definiren ist in der Weise, dass zwei Körpern, deren jeder einen Wärmezustand d. h. in allen Punkten gleichen Wärmezustand besitzt, die gleiche Temperatur zugesprochen wird, wenn lediglich in Folge ihrer gegenseitigen Berührung sich ihre Wärmezustände nicht ändern. Indem es dann dadurch bestimmt ist, was es heisst, ein Körper habe die Temperatur des bei gewissem Barometerstande schmelzenden Eises oder die Temperatur des bei einem solchen Barometerstande aus kochendem Wasser sich entwickelnden Dampfes, kann nun in der ähnlichen Weise das u. A. der Wärmeeinheit zu Grunde liegende Gradmaass der Temperatur definirt werden, und zwar zunächst das der Temperatur einer gewissen und unter gewissen Umständen befindlichen thermometrischen Substanz, z. B. des Quecksilbers oder der atmosphärischen Luft bei gewissem Barometerstande, wonach aus dem Gleichheitsbegriffe der Temperaturen zweier Körper von gleichförmigen Wärmezuständen sich schliesslich auch der Begriff der Temperatur eines beliebigen Körpers von gleichförmigem, sowie der Temperatur in irgend einem Punkte eines Körpers von ungleichförmigem Wärmezustande ergiebt. Behufs Entwickelung der allgemeinen Gesetze der mechanischen Wärmetheorie kann stets ein Körper von nicht nur gleichförmiger Spannung, sondern auch von gleichförmiger Temperatur vorausgesetzt werden vorbehaltlich der Zerlegung eines bei den Anwendungen jeweils zu betrachtenden Körpers in nöthigenfalls unendlich kleine Elemente, für die solche Voraussetzung zutrifft.

Auf Grund der hier kurz skizzirten logischen Folge von Definitionen ist die Bestimmung von Temperaturen und von Wärmemengen nicht empirischer und nicht ungenügender als die von irgend welchen anderen in die Wissenschaft definitorisch eingeführten Grössen, z. B. von Kräften, Massen u. s. w. —

Ausser homogenen Körpern, nämlich Körpern, deren sämmtliche beliebig kleine, durch mechanische Mittel herstellbare Theile von gleicher Art und von gleicher Aggregatform sind, haben für die technischen Anwendungen besonders auch Gemische von zwei Körpern gleicher Art, aber verschiedener Aggregatform Wichtigkeit, insbesondere Gemische von Wasserdampf und Wasser. Während der Wärmezustand eines homogenen Körpers bei gegebener Aggregatform durch die drei Elemente: specifisches Volumen, Spannung und Temperatur charakterisirt wird, hängt er für ein solches Gemisch ausserdem vom Gewichtsverhältnisse der zwei Bestandtheile verschiedener Aggregatform ab, wogegen dann Spannung und Temperatur gegenseitig von einander abhängen. In allen Fällen ist aber der Wärmezustand schon durch zwei der fraglichen Elemente bestimmt, weil das specifische Volumen im Falle des homogenen Körpers mit der Spannung und der Temperatur, im Falle des Gemisches mit einem dieser sich dann gegenseitig bedingenden Elemente und mit dem Mischungsverhältnisse durch eine Gleichung verbunden ist, welche die Zustandsgleichung genannt zu werden pflegt. Abweichend hiervon versteht der

Digitized by Google

Verf. unter der Zustandsgleichung eines Körpers diejenige, „die es möglich macht, die Spannung zu berechnen, wenn das specifische Volumen und die Temperatur bekannt sind"; im Falle des Gemisches versteht er also darunter die Beziehung zwischen Spannung und Temperatur.

Infolge seines augenblicklichen Zustandes hat ein Körper aus doppeltem Grunde das Vermögen, Arbeit zu verrichten: infolge seines äusseren oder Bewegungszustandes und infolge seines hier nur als Wärmezustand in Betracht kommenden inneren Zustandes. Das dem Bewegungszustande entsprechende Arbeitsvermögen des Körpers ist seine lebendige Kraft und kann das äussere Arbeitsvermögen genannt werden im Gegensatze zum inneren Arbeitsvermögen, das dem Wärmezustande entsprechend und auch als Arbeitswerth (Arbeitsäquivalent) der Körperwärme zu bezeichnen ist. Dieses innere Arbeitsvermögen kann selbst wieder als aus zwei Theilen bestehend betrachtet werden, die passend als freies und gebundenes inneres Arbeitsvermögen zu unterscheiden sind: jenes entsprechend den voraussgesetzten, als Ursache der Temperatur, überhaupt der freien (fühlbaren) Körperwärme betrachteten relativen Bewegungen der die Materie constituirenden hypothetischen kleinsten Theile, dieses entsprechend den relativen Lagen dieser kleinsten Theile und den zwischen ihnen wirksamen Kräften. Das äussere Arbeitsvermögen eines Körpers ist nicht in ähnlicher Weise zerlegbar; als sogenannte lebendige Kraft ist es überhaupt nur ein freies äusseres Arbeitsvermögen, das aber als solches deshalb nicht ausdrücklich bezeichnet zu werden braucht, weil von gebundenem äusserem Arbeitsvermögen überhaupt nicht bei einzelnen Körpern, soadern nur bei Körpersystemen die Rede sein kann als von demjenigen, das dem betreffenden System vermöge der relativen Lage der dasselbe bildeaden Körper und der zwischen diesen wirksamen Kräfte inaewohnt, wie z. B. die Arbeit, die ein gehobener Rammbär durch sein Niederfallen verrichten kann, eia gebundenes Arbeitsvermögen ist, das dem aus Rammbär und Erde bestehenden Körpersysteme zukommt und durch ihre gegenseitige Annäherung (durch das Niederfallen des Rammbärs) frei wird.

Verschieden von diesen meinerseits gebrauchten Bezeichnungen sind die von Verfasser benutzten. Das Wärmewerth des inneren Arbeitsvermögens (die Körperwärme = Summe aus freier und gebundener Körperwärme) bezeichnet er als Energie des Körpers, bestimmter als innere Energie, indem er das Product aus Volumen und Spannung des Körpers als besondere Grösse einführt unter dem Namen der äusseren Energie für den Wärmewerth derselben. Die Summe der inneren und äusseren Energie wird als statische Energie von ihm bezeichnet, der Wärmewerth der lebendigen Kraft (des äusseren Arbeitsvermögens) als kinetische oder dynamische Energie. Von diesen Bezeichnungen scheint mir die der äusseren Energie deshalb kaum passend zu sein, weil das Product aus Volumen und Spaaaung des Körpers eher als ein Arbeitsvermögen des einen Körper umgebenden Mediums zu betrachten ist, als die Arbeit nämlich, die der Druck des letzteren auf die Körperoberfläche verrichten würde, wena bei unveränderter Grösse des specifischea Druckes, also der Körperspannung, das Volumen des Körpers sich auf Null reducirte; die als statische Energie bezeichnete Grösse verdieat diesen Namen deshalb nicht, weil sie in der freien Körperwärme (dem Arbeitswerth der freien inneren Arbeitsvermögens) einen Bestandtheil enthält, der auch als kinetische Energie, nämlich als innere kinetische Energie zu bezeichnen ist im Gegensatze zur äusseren, vom Verfasser kurzweg sogenannten kinetischen Energie.

Während die bisher besprochenen einleitenden Begriffsbestimmungen des Verfassers mehr dem abstracten Gebiets wissenschaftlicher Logik angehören, ale dass sie auf die Anwendungen der mechanischea Wärmetheorie zur Behandlung specieller Probleme von wesentlichem Einflusse wären, verhält es sich anders mit dem Begriffe, den der Verfasser mit der Bezeichnung einer Zustandsänderung als umkehrbar oder nicht umkehrbar verbindet. Zur Beurteilung folgender Entwickelungen ist eine eingehende Besprechung jenes eine so grosse Rolle bei denselben spielenden Begriffes unerlässlich, und mögen zu dem Ende die folgenden Bemerkungen vorausgeschickt werden.

Unter der (positiven oder negativen) Deformationsarbeit eines Körpers für eine gewisse Zustandsänderung desselben verstehe ich die (algebraische) Summe der Arbeiten der Spannungen seiner Massenelemente, wenn diese Spannungen im Sinne von Kräften genommen werden, welche die Elemeate an ihren Oberflächen auf die angrenzenden Elemente, bezw. an der Oberfläche des ganzen Körpers auf das ihn umgebende Medium, überhaupt auf die angrenzenden Körper ausüben. Wenn, wie hier stets vorausgesetzt wird, Schubspannungen im Körper nicht vorkommea und somit die Spannung (bezw. Pressung im Sinne der Elasticitätslehre = Absolutwerth einer negativen Normalspannung) in demselben Punkte nach allen Richtungen gleich ist, kann die Deformationsarbeit auch als Expansionsarbeit bezeichnet werden, indem sie für jede unendlich kleine Zustandsänderung die Summe der Produkte aus den Spannungen und den Volumenänderungen der Körperelemente bedeutet. Ist ausserdem die gleichzeitige Spaaaung in allen Punkten des Körpers gleich, somit auch gleich dem specifischen äusseren Druck in allen Punkten der Körperoberfläche, so ist jene Expansionsarbeit einerlei mit der oberflächliche Expansionsarbeit, nämlich für eine unendlich kleine Zustandsänderung gleich dem Produkt aus der augenblicklichen Spannung und der elementaren Volumenänderung des ganzen Körpers.

Auf Grund dieses Begriffes der Deformationsarbeit (bezw. Expansionsarbeit) kann man bemerken, dass eine Verwandlung von Wärme in Arbeit immer in solcher Weise stattfindet, dass sie zunächst in Deformationsarbeit sich umsetzt, wogegen die umgekehrte Verwandlung von Arbeit (bezw. von ihr äquivalenter lebendiger Kraft) in Wärme nicht nur durch Vermittelung von Deformationsarbeit, sondern auch durch Bewegungswiderstände (innere und äussere Reibung) erfolgen kann. Dieser Unterschied ist bemerkenswerth, indem er zu der für die mechanische Wärmetheorie wesentlichen Unterscheidung von umkehrbaren und nicht umkehrbaren Verwandlungen zuerst Anlass giebt. Auch kann nun mit Hilfe des Begriffes der Deformationsarbeit die aus der Mechanik bekannte Gleichung der lebendigen Kraft in eine, den Betrachtungen der mechanischen Wärmetheorie angepasste, nämlich auf die Deformation (Aenderung des Formationszustandes) eines Körpers ausdrücklich Rücksicht nehmende bemerkenswerthe allgemeine Form gebracht und durch eine der mechanischen Wärmetheorie eigenthümliche analoge Fundamentalgleichung ergänzt werden. Was die Gleichung der lebendigen Kraft betrifft, so kann man bemerken, dass, wenn für eine unendlich kleine Zustandsänderung eines Körpers

$dL$ die Aenderung seiner lebendigen Kraft,
$dM$ die Arbeit der auf ihn wirkenden Massenkräfte (der den Massenelementen proportionalen und in ihaen angreifend zu denkenden Kräfte, z. B. ihrer Schwerkräfte, Centrifugalkräfte u. s. w.),
$d\,P$ die Arbeit des äusseren Druckes auf die Oberfläche des Körpers,
$d\,B$ die durch Bewegungswiderstände als solche verbrauchte, d. h. in Wärme umgesetzte Arbeit,
$dE$ die (hier nur als Expansionsarbeit in Betracht kommende) Deformationsarbeit

bedeutet, zur Aenderung der lebendigen Kraft des Körpers die Arbeit

$$dM + d\,P - d\,B$$

disponibel ist, insoweit sie nicht zur Deformation verbraucht wird, mit einem Antheile nämlich, der $= -dE$, d. i. entgegengesetzt der Arbeit ist, die der Körper selbst durch seine Deformation verrichtet. Somit ergiebt sich als Gleichung der lebendigen Kraft:

$$dL = dM + d\,P - d\,B + dE \quad . \quad . \quad (1).$$

Ist ferner bei fraglicher, unendlich kleiner Zustandsänderung

$dU$ die Aenderung der Körperwärme (Energie),
$dQ$ die dem Körper von aussen (durch Leitung oder Strahlung) mitgetheilte Wärme (ebenso wie die Arbeiten algebraisch verstanden, so dass der Absolutwerth eines negativen $dQ$ eine vom Körper nach aussen hin abgegebene Wärmemenge bedeutet), und ist
$W$ der Arbeitswerth der Wärmeeinheit, so ist

$$W dQ + dB$$

der Arbeitswerth des ganzen elementaren Wärmezuwachses, und indem derselbe theils zur Aenderung der Körperwärme

Digitized by Google

verbraucht wird, theils in Deformationsarbeit sich umsetzt, ergiebt sich die von mir so genannte Wärmegleichung:

$$WdU = WdQ + dB - dE \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Aus (1) und (2) folgt durch Addition:

$$d(L + WU) = dM + dP + WdQ \quad . \quad . \quad (3),$$

von mir die Gleichung des Arbeitsvermögens genannt, indem sie die elementare Aenderung des ganzen Arbeitsvermögens $(L + WU)$ des Körpers gleich setzt der Summe der Arbeit aller äusseren Kräfte und des Arbeitswerthes der dem Körper von aussen mitgetheilten Wärme.

Ausser der den obigen Gleichungen (2) und (3) zu Grunde liegenden gegenseitigen Verwandlung von Wärme und Arbeit in einander kann nun aber nach Clausius auch der Uebergang von Wärme in Wärme von anderer Temperatur als eine Verwandlung aufgefasst werden, nämlich als Verwandlung dieser Wärme von der früheren in eine ebenso grosse Wärmemenge von der anderen Temperatur. Dieselbe kann auch auf zweierlei, als unkehrbar und als nicht umkehrbar zu unterscheidende Arten stattfinden: entweder mittelbar, durch Vermittelung von Deformationsarbeit, oder unmittelbar durch Leitung oder Strahlung. Ebenso wie die Umsetzung von Wärme und Deformationsarbeit in einander, ist auch der durch letztere bedingte mittelbare Uebergang von Wärme zu anderer Temperatur eine umkehrbare Verwandlung, d. h. es kann dieser Uebergang von höherer zu niederer Temperatur oder auch umgekehrt stattfinden, je nachdem nämlich von den beiden bedingenden Verwandlungen (Wärme in Deformationsarbeit und Deformationsarbeit in Wärme) die eine oder die andere bei der höheren Temperatur erfolgt. Dagegen ist, analog der nicht umkehrbaren Verwandlung von Arbeit (lebendiger Kraft) in Wärme durch Bewegungswiderstände, auch die Wärme-Leitung und Strahlung eine nicht umkehrbare, nämlich stets nur von höherer zu niederer Temperatur, nie umgekehrt stattfindende Verwandlung.

Unter einer umkehrbaren Aenderung des Wärmezustandes eines Körpers ist nun eine solche zu verstehen, welche bis auf verschwindend kleine Grössen mit nur umkehrbaren Verwandlungen verbunden ist; sie setzt das Fehlen von Bewegungswiderständen und ferner voraus, dass je zweien je zwei Theilen des Körpers selbst, sowie zwischen diesem und anderen Körpern, mit denen er in Wärmeaustausch durch Leitung oder Strahlung sich befinden könnte, nur verschwindend kleine Temperaturdifferenzen stattfinden. Eine kurzweg sogenannte unkehrbare Zustandsänderung (bestehend im Allgemeinen aus einer Aenderung des äusseren Bewegungszustandes und des Wärmezustandes) ist dagegen eine solche, welche nicht nur mit lediglich umkehrbaren Verwandlungen, sondern zugleich mit verschwindend kleinen Geschwindigkeiten aller Körperpunkte stattfindet. Streng genommen ist zwar eine solche unkehrbare Zustandsänderung nöthig, damit nur die Aenderung des Wärmezustandes umkehrbar sein könne, weil die Bewegungswiderstände streng genommen nur bei verschwindend kleinen Geschwindigkeiten selbst verschwindend klein sind; nichts destoweniger ist die ausdrückliche Unterscheidung jener beiden Begriffe einer unkehrbaren Aenderung des Wärmezustandes und einer kurzweg sogenannten unkehrbaren Zustandsänderung deshalb nützlich, weil man Veranlassung haben kann, trotz erheblicher Geschwindigkeitsänderungen der Körperelemente, trotzdem also die Zustandsänderung nicht unkehrbar ist (wie z. B. bei dem Problem des Ausflusses von Gasen und Dämpfen aus Gefässmündungen), doch die Aenderung des Wärmezustandes einstweilen als umkehrbar zu betrachten, indem man sich vorbehält, die Einflüsse von Bewegungswiderständen und Temperaturdifferenzen erst nachträglich durch empirische Coefficienten zu berücksichtigen.

Im Gegensatze zu diesen hier kurz angedeuteten, von mir in meinen bezüglichen Publicationen vertretenen Anschauungen und Begriffsbestimmungen macht der Verfasser einen Unterschied zwischen umkehrbaren Aenderungen des Wärmezustandes und umkehrbaren Zustandsänderungen überhaupt nicht, indem er letztere als solche bezeichnet, bei denen „die kinetische Energie sowol des ganzen Körpers, als auch jedes kleinsten Theiles desselben während der Zustandsänderung constant bleibt." Während aber diese Definition, falls sie auf umkehrbare Aenderungen des Wärmezustandes bezogen werden sollte, diesen Begriff einerseits zu wenig, andererseits zu viel beschränken würde, schränkt sie den Begriff einer kurzweg umkehrbaren Zustandsänderung entschieden zu wenig ein, weil das Constantbleiben der kinetischen Energie nicht genügt, um die Umkehrbarkeit aller Verwandlungen zur Folge zu haben. Ich weiss zwar wol, dass Autoritäten dem Verfasser bei seiner Auffassung zur Seite stehen, halte aber gleichwol die meinige für besser und werde weiterhin noch Gelegenheit haben darauf zurückzukommen, indem ja freilich über den relativen Werth von dergleichen an und für sich gleich berechtigten Definitionen nur mit Rücksicht auf die Folgerungen, zu denen sie führen, und die Dienste, die sie bei folgerichtiger Anwendung zu leisten vermögen, zutreffend abgeurteilt werden kann.

Der von den Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie handelnde erste Theil des Buches bezieht sich auf umkehrbare Zustandsänderungen eines Körpers von 1° Gewicht und von jederzeit gleichförmiger Spannung $p$ und Temperatur $t$. Seinen in der Einleitung aufgestellten Begriff einer umkehrbaren Zustandsänderung hält aber der Verfasser schon hier nicht fest, indem er, unter $U$ die Energie (Körperwärme), unter $v$ das Volumen des Körpers und unter $A$ dem Wärmewerth der Arbeitseinheit verstanden, die dem Körper unter solchen Umständen behufs einer unendlich kleinen Zustandsänderung mitzutheilende Wärme

$$dQ = dU + Apdv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

setzt, eine Gleichung, die aus der obigen allgemeinen Wärmegleichung (2) mit $dE = pdv$ und $dB = 0$ durch Multiplication mit $A = \frac{1}{W}$ hervorgeht, also nicht die Unveränderlichkeit der kinetischen Energie (entsprechend den Verfassers Definition einer umkehrbaren Zustandsänderung), sondern das Fehlen von Bewegungswiderständen (entsprechend meiner Definition einer umkehrbaren Aenderung des Wärmezustandes) voraussetzt. Ueberhaupt kann man sagen, dass alle Entwickelungen des hier in Rede stehenden ersten Theils des Buches thatsächlich für umkehrbare Aenderungen des Wärmezustandes gelten.

Wenn der Verfasser demnächst in üblicher Weise mit $\frac{1}{T}$ den Factor bezeichnet, mit welchem $dQ$ multiplicirt werden muss, um dadurch $\frac{dQ}{T}$ zu dem vollständigen Differential einer Function der den Wärmezustand charakterisirenden zwei Elemente (als welche $v$ und $t$ vom Verfasser ein für allemal angenommen werden) zu machen, und wenn er diese Function mit einem besonderen Buchstaben $E$ bezeichnet, also

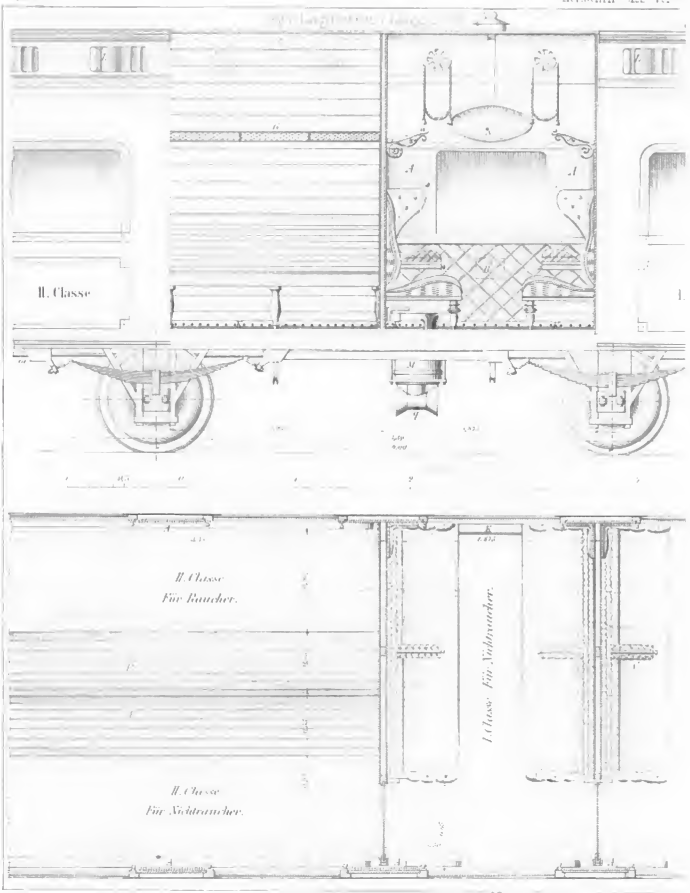
$$dE = \frac{dQ}{T}$$

setzt, so ist dagegen nichts zu erinnern; die Bezeichnung dieser Function $E$ als Entropie mit einem von Clausius eingeführten Worte erscheint freilich nicht motivirt, ohne dass zugleich auch der von Clausius eingeführte weitere Begriff einer Verwandlung und ihres Werthes in die Betrachtung aufgenommen wird, wovon jenes Wort abgeleitet ist. Auf Grund desselben wird nun eine unkehrbare adiabatische Zustandsänderung ($dQ = 0$) auch als isoentropische ($dE = 0$) bezeichnet. (Schluss folgt.)

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

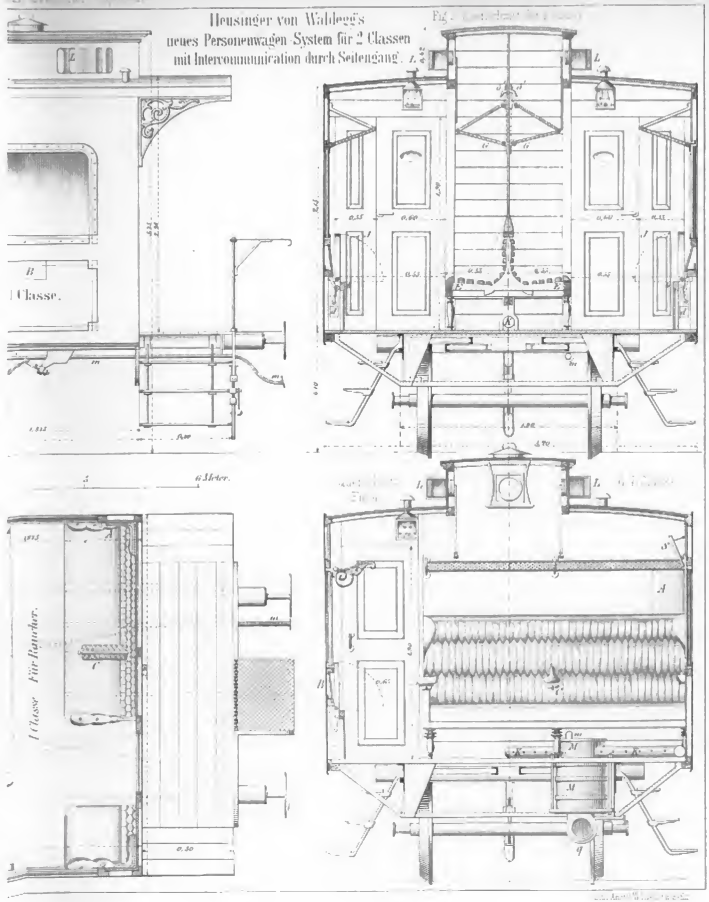
Digitized by Google

Digitized by Google




Digitized by Google

# Heusinger von Waldeggs
## neues Personenwagen-System für 2 Classen
## mit Intercommunication durch Seitengang.




Digitized by Google

Digitized by Google

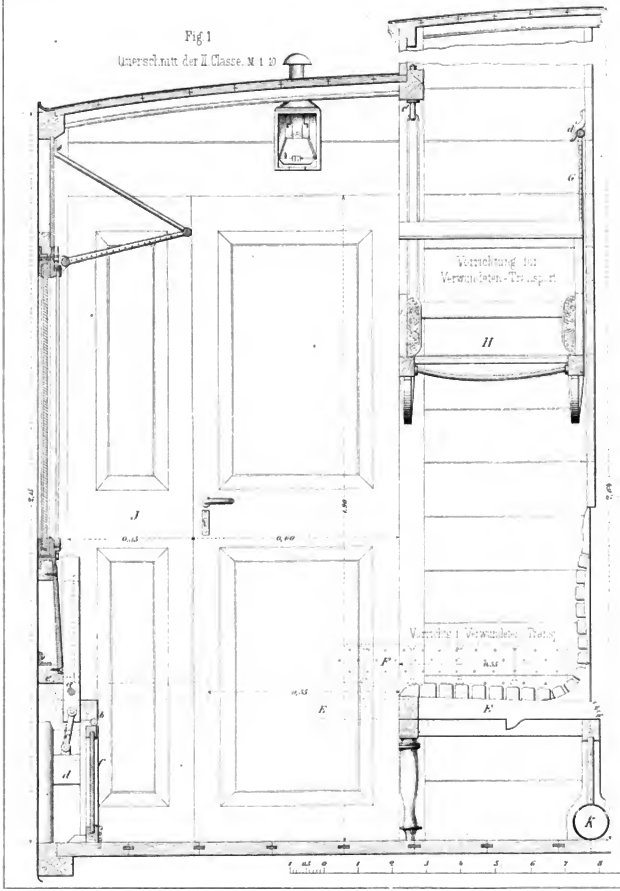
Details zu
für 2

Fig. 1

Querschnitt der II. Classe. M 1:10

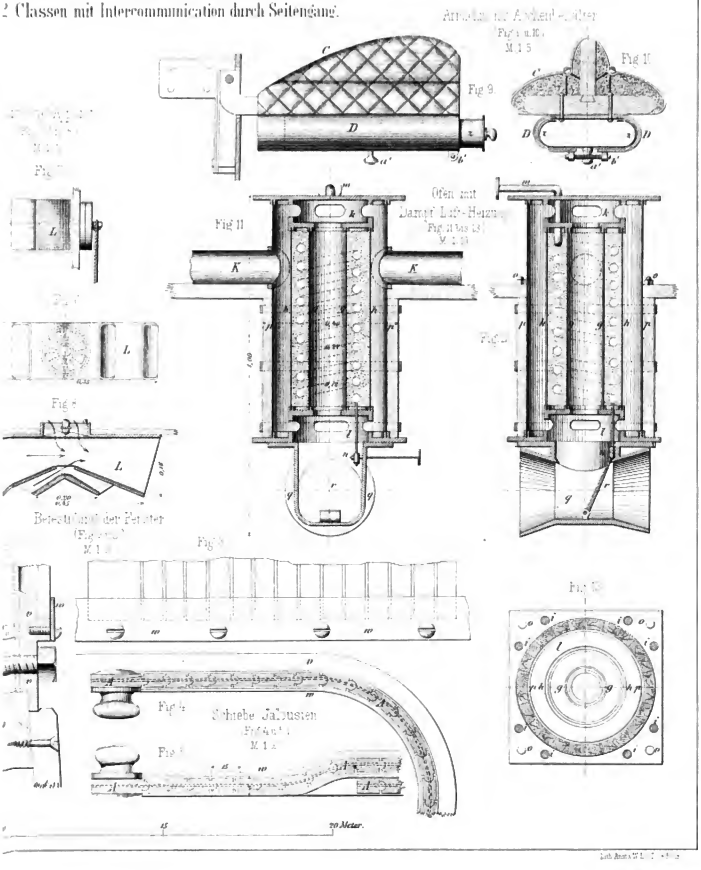
Vorrichtung für Verwundeten-Transport

Vorrichtung f. Verwundeten-Transp.



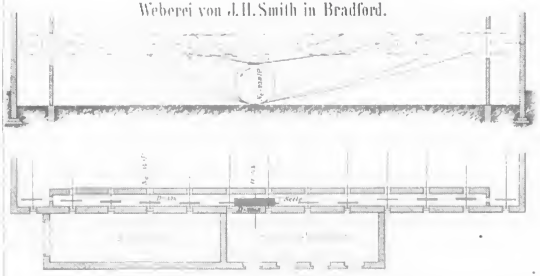
Digitized by Google

: Heusinger von Waldegg's neuem Personenwagen System
2 Classen mit Intercommunication durch Seitengang.



# Hanfseil-Transmissionen.

Weberei von J. H. Smith in Bradford.



Hüttenwerk Hammerau bei Reichenhall.

Spinnerei des Herrn B. Crespi in Mailand. Shedbau.

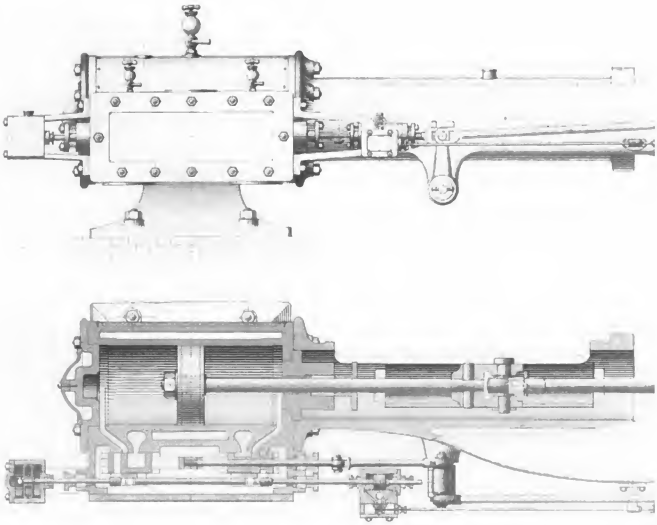
Weberei Shedbau der Baumwoll Spinn & Weberei Augsburg.

Digitized by Google

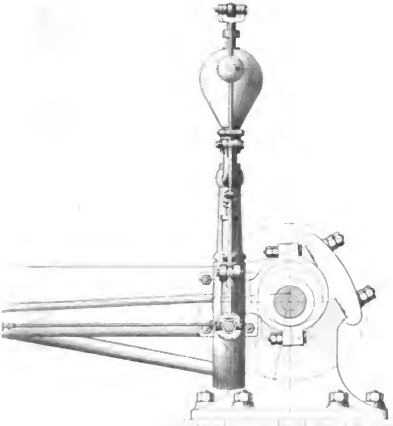
Digitized by Google

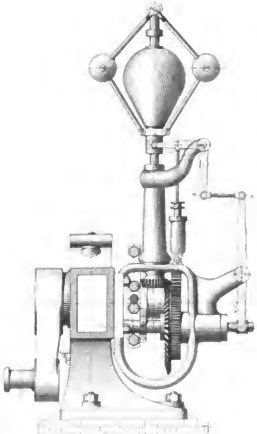
# Menck & Hambrock's
## Patent-Präcisions-Steuerung.

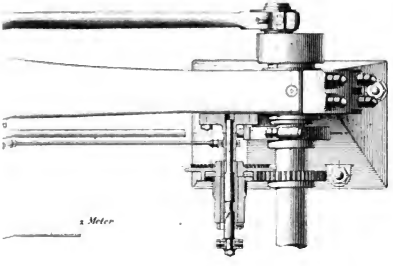
Dampfmaschine 275 mm Cylinderdurchmesser. 550 mm Hub.

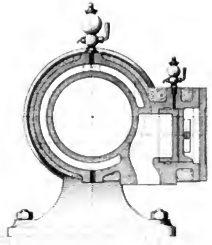


Digitized by Google







Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 2. Februarheft.


## Abhandlungen.

### Die Maschinen-Anlage der neuen Wasserwerke der Stadt Augsburg.


Von **J. Krumper**, Ingenieur der „Maschinenfabrik Augsburg“.


(Vorgetragen in der Generalversammlung des Bayerischen Bezirksvereines vom 2. November 1879 in Augsburg.)

(Hierzu Tafel V bis VII.)

M. H. Nachdem auf der Tagesordnung eine Fahrt zu den neuen Wasserwerken am Hochablass steht, war die Anregung des Herrn Vorsitzenden wohl am Platze, Sie schon im voraus mit der leitenden Idee und Construction dieser Unternehmung, speciell der „Maschinen-Einrichtung“, bekannt zu machen.

Es kann vorausgesetzt werden, dass viele der anwesenden Herren dem zu behandelnden Gegenstande sowohl durch die vorjährige Hauptversammlung des Vereines, als auch durch bereits erfolgte Publikationen (Wochenschrift 1878, S. 189) näher getreten sind. Insbesondere wird ein Artikel der „Augsburger Allgemeinen Zeitung“, Beilage vom 21. August 1879, der in allgemeinen Umrissen die ganze Wasserversorgung behandelte, Klarheit geschaffen haben*). Ich beschränke mich daher hier auf die zu meiner engeren Aufgabe erforderlichen Daten.

*) Auszug aus der Beilage zur „Augsburger Allgemeinen Zeitung“ vom 21. August 1879, betreffend die neue Wasserversorgung der Stadt Augsburg:

Augsburg liegt direct oberhalb des Vereinigungspunktes der beiden wasser- und gefällreichen Flüsse Lech und Wertach, und verdankt diesem glücklichen Umstande in erster Linie seine grosse industrielle Bedeutung, denn die zahlreichen von diesen beiden Flüssen sich abzweigenden Canäle, welche die Stadt und deren nächste Umgebung nach allen Richtungen durchströmen, und an welchen sich mehr als hundert industrielle und gewerbliche Etablissements mit einer zusammen über 6000 Pferdest. betragenden Betriebskraft angesiedelt haben, sind in der That als die Pulsadern des heutigen industriellen Reichthums zu betrachten. Diese günstigen Verhältnisse gestatteten denn auch für die neue Wasserversorgung eine mehr als hinreichende Betriebskraft zu schaffen. Wenige Kilometer oberhalb der Stadt ist in den Lech ein Stauwehr eingebaut, von welchem zwei Hauptcanäle abzweigen, die den Werkcanälen, bezw. den daran gelegenen Etablissements, das benöthigte Betriebswasser zuführen; es ist somit der ganze mächtige Strom der Stadt dienstbar gemacht. Diese beiden Hauptcanäle vereinigen sich etwa 2000$^{m}$ unterhalb des Wehres zu einem gemeinschaftlichen Canal, und da an einem dieser beiden Hauptcanäle die neue Pumpenanlage erbaut ist, steht mithin derselben die ganze Wassermasse des Lechs als Aufschlagewasser zur Disposition. Durch Erweiterung und Vertiefung des nunmehr den Betriebscanal der neuen Wasserversorgungsanlage bildenden Canals wurde ein nutzbares Gefälle von 1,85$^{m}$ mit einer verfügbaren Wassermenge von secundlich 12$^{cbm}$ geschaffen.

Da zweimal im Jahre die städtischen Werkcanäle zum Zweck der Räumung, zu Reparaturen u. s. w. trocken gelegt werden müssen und in diesen Fällen die neue Pumpen-Anlage gleichfalls ohne Aufschlagwasser wäre, ist zur Verhinderung einer Betriebsstörung direct unterhalb des neuen Maschinenhauses ein mit Doppelschleusen absperrbarer Quercanal angelegt, welcher in das Flussbett des Lechs mündet, und welcher bei Ablassen die directe Ableitung des Aufschlagwassers der Pumpen-Station in den Lech unterhalb des Stauwehres gestattet. Mit diesem Quercanal, welcher den vom Wehr abzweigenden Hauptcanal, bezw. dessen Sohle, 1,5$^{m}$ tief durchschneidet, ist zugleich ein Kiesfang verbunden, welcher das durch die Schleusen eingeschwemmte Kiesgerölle aufnimmt und in das Lechbett abführt; endlich gestattet die in diesen Quercanal eingebaute Schleuse die Ableitung des sich bildenden Treib- und Grundeises. Alle mit dieser Disposition verbundenen Vortheile gaben Veranlassung, wenigstens vorerst von der Anlegung einer Dampfmaschine als Reserve-Motor Umgang zu nehmen.

Das durch die neuen Wasserwerke in die Stadt zu fördernde Trinkwasser liefern denselben in ausgiebigster Weise die mächtigen Grundwasser-Ströme, welche unter der Terrain-Oberfläche dem Lech zufliessen und auf ihrem Wege theilweise den der Stadtgemeinde

Die Maschinen-Anlage des städtischen Wasserwerkes Augsburg, im Ganzen von der „Maschinenfabrik Augsburg“ geliefert, ist für eine Normalleistung von 240$^{l}$ pro Sec. auf 50,0$^{m}$ effective Förderhöhe, oder für eine Normal-Lieferung von 200$^{l}$ pro Sec. auf 60,0$^{m}$ effect. Förderhöhe construirt; in beiden Fällen mindestens 4,0$^{m}$ Saughöhe eingeschlossen. Dabei ist diese Leistung vertheilt auf 3 Pumpensysteme, welche je aus zwei unter 90° gekuppelten, doppelwirkenden, liegenden Plungerpumpen bestehen.

Diese Leistungen sollen vertragsgemäss durch eine disponible Wasserkraft von 12$^{cbm}$ Wasser mit 1,85$^{m}$ Effectivgefälle, also durch 296 absolute Pferde erreicht werden; und zwar durch 3 Jonval-Turbinen à 70 Effectivpferde.

Die angegebenen Grundbedingungen erfordern somit einen Gesammt-Wirkungsgrad der Anlage von ca. 54 pCt.; den Turbinen entspricht ein Nutzeffect von ca. 71 pCt. der Wasser-




Digitized by Google

kraft, die letztere Zahl mit Rücksicht auf Kraft-Ueberschuss nicht sehr hoch gegriffen.

Ausnahmsweise und bei kleinen Wasserständen ist ein Maximal-Gefälle von 2,25 m ausnutzbar, und sollte dieses bei den Motoren berücksichtigt werden.

Das zu fördernde Grundwasser wird durch natürliches Gefälle oder event. durch Heberwirkung zweien Saugebassins etwa in Höhe des Unterwasserspiegels zugeführt.

Von den Pumpen arbeitet nun jedes System, (d. h. jede Zwillingspumpe) durch ein separates Saugerohr und durch entsprechende Saugewindkessel in einen hinter den Pumpen gelegenen Druckwindkessel, und von hier aus in das gemeinschaftliche Druckrohr. Die Fortsetzung des Letzteren bildet das Hauptdruckrohr für die Stadt, welches vor Austritt aus dem Pumpwerks-Gebäude Verbindung mit 4 grossen Windkesseln, den Haupt-Druckwindkesseln hat, die gleichsam das Hochreservoir der Anlage bilden.

Sämmtliche Einrichtungen sind so gehalten, dass bei eintretendem Bedürfniss ein viertes Pumpensystem mit Motor ohne Störung des Betriebes aufgestellt werden kann. Dasselbe wird dann, ähnlich dem gegenwärtig dritten System, als Reserve für Feuersgefahr u. dgl. m. zu betrachten sein. Ausserdem ist die Projectirung der Maschinen-Anlage in der Weise durchgeführt, dass dem Einstellen einer Reserve-Dampfmaschine leicht entsprochen werden kann, deren Nothwendigkeit der günstigen localen Canal- und Wasserverhältnisse wegen vorläufig allerdings nicht geboten wir.

Nachdem ich diese allgemeine Uebersicht vorausgeschickt, gehe ich nun auf die Einzelheiten der Anlage über und theile den Stoff in vier Gruppen: Motoren, Transmission, Pumpen und Windkessel mit Rohrleitung.

## Die Motoren.

Als Motoren sind wie erwähnt 3 Turbinen, System Jonval, aufgestellt, und zwar als Voll-Turbinen ohne Regulirung des Wasserverbrauches; nur sind dieselben mit Rücksicht auf die Veränderungen in der Pumpen-Geschwindigkeit, sowie des raschen Anlassens und Abstellens wegen, mit ausbalancirter Ringfalle versehen, so dass, entsprechend der überschüssigen Wasserkraft, jede Complication vermieden ist.

Der Typus der Jonval-Turbine mit Ringschütze, wie sie die hiesige Maschinenfabrik als praktisch langbewährtes System ausführt, dürfte bekannt sein. Das Leitrad ist auf einem gusseisernen Kessel gelagert, welcher durch Füsse Verbindung mit der Sohlplatte hat, auf der wiederum der Stützdorn für den Ausser-Wasserzapfen ruht. Hierdurch ist eine unwandelbare Verbindung zwischen Leit- und Laufrad geschaffen, welche durch eine etwaige Senkung des Wasserbaues nicht alterirt wird.

Die hier angeordneten Turbinen haben einen äusseren Durchmesser von 2,80 m, 27 Leit- und 30 Radschanfeln von Eisenblech; das Leitrad mit einem Gussringe, das Laufrad der Leichtigkeit und Solidität wegen mit einem Blechringe umgeben. Die Normal-Tourenzahl beträgt 31 in der Minute, und sind

---

gehörigen, sogenannten „Siebentischwald" berühren. Südlich von Augsburg erhebt sich nämlich, sanft ansteigend zwischen Lech und Wertach, ein meilenlanges und breites Hochplateau, das sogenannte „Lechfeld", welches, ein angeborenes Niederschlagsgebiet bildend, sein Untergrund-Wasser theils dem Bette des Lechs, theils demjenigen der Wertach zusendet.

Die umfassendsten Versuche, unterstützt von dem Gutachten des als Autorität anerkannten k. bayerischen Ober-Bergdirectors Dr. W. Gümbel, hatten zu dem Resultate geführt, dass das Untergrundwasser des oben genannten, von der Stadt 3 bis 4 km entfernten Waldes ein sowohl in qualitativer als quantitativer Beziehung vollständig entsprechendes Trinkwasser liefert, und ist bei der orographischen Beschaffenheit des betreffenden Gebietes, sowie in Berücksichtigung der Einwirkung des unterhalb desselben befindlichen Lechwehres, nicht nur die Gefahr ausgeschlossen, dass sich etwa im Laufe der Zeit das als Quellen-Gebiet dienende Grundwasser-Bassin entleeren oder tieferlegen könnte, sondern es ist auch bei der vorhandenen Höhenlage des Grundwasser-Spiegels gegenüber demjenigen des Lechs, sowie auf Grund der seit einer Reihe von Jahren angestellten Temperatur-Beobachtungen, die Befürchtung eines Einflusses des Lech-Wassers auf das benutzte Grundwasser durchaus nicht gerechtfertigt.

Für die Zwecke der Wasserversorgung wurde das Grundwasser ziemlich in Mitte des erwähnten Waldcomplexes gefasst, und es besteht die eigentliche Quellenfassung in drei grossen Schachtbrunnen, welche in Entfernungen von je 100 m bis zu einer Wassertiefe von 6,3 m und einem Durchmesser von 4,6 m in das Grundwasser eingetrieben wurden. Vom mittleren oder Centralbrunnen, welcher mit den äusseren Brunnen durch eine 3,3 m unter dem Grundwasserspiegel liegende, 0,80 m weite, durchlässige Sammelgallerie verbunden ist, führt ein 1000 m langes und 0,60 m weites gusseisernes Zuleitungsrohr zu den Saugebassins im Maschinenhause, und es krümmt sich dieses Rohr an seinen beiden Enden etwa 2,6 m abwärts, um bei maximaler Wasserentnahme, bezw. bei grosser Depression des Grundwasser-Spiegels, im Centralbrunnen als Heber zu wirken. Das Zuleitungsrohr selbst ist bis auf eine kurze Strecke vor dem Maschinenhause horizontal gelegt und liegt am Centralbrunnen 2,1 m unter dem normalen Grundwasserspiegel, so dass demnach im Brunnenschachte das Wasser 4,5 m unter dem Wasserspiegel einströmt. Die Druckhöhe zwischen dem Wasserspiegel im Centralbrunnen und den Saugebassins im Maschinenhause beträgt 2,5 m; es strömt mithin das Quellwasser mittelst natürlichen Druckes den letzteren zu. Die Ausführung dieser Quellenfassung bot mancherlei Schwierigkeiten; denn nicht nur, dass der alluviale Untergrund durchweg aus sehr lockerem Kiesgerölle bestand und infolge dessen der Rohrgraben abgespundet werden musste, erschwerte auch die tiefe Temperatur des Wassers ungemein die ausschliesslich mittelst Taucher herzustellende Verschraubung des Zuleitungsrohres; dafür sprudelt aber auch jetzt nach anderthalbjähriger unausgesetzter Thätigkeit ein krystallklarer nächtiger Wasserstrahl im Maschinenhause. Das hier als künstliche Quelle zu Tage tretende Wasser besitzt zur Zeit eine Temperatur von 8° R., während die seit fünf Jahren in regelmässigen Intervallen von fünf Tagen angestellten Temperatur-Beobachtungen des Untergrundwassers eine durchschnittliche Jahresschwankung zwischen 5,8 und 9,3° R. ergeben haben.

Die Maschinen-Anlage liegt einige hundert Meter unterhalb der Einlassschleuse am Lech-Wehr, bezw. Hochablass. Es erhebt sich hier im Renaissance-Styl das imposante, von zwei mächtigen Thürmen flankirte Hauptgebäude, welches in einem Saale von 37 m Länge, 17,5 m Breite und 7 m Höhe die Pumpenanlage enthält. Der Unterbau dieses Gebäudes ist durchweg auf einem Pfahlrost fundirt und besteht aus Muschelkalk mit vorgesetzten Granitquadern, aus welchem Material auch die Sockel und die Eck-Lisenen des Oberbaues und der Thürme ausgeführt sind. Der Fussboden des neuen Maschinenhauses liegt um circa 10 m tiefer als der höchste Punkt des Strassenpflasters der Stadt, und da der Ueberdruck im Röhrennetze an diesem Punkte 30 m betragen soll und die Druckverluste in den Röhren u. s. w. sich auf circa 12,5 m berechnen, ergiebt sich für die Förderhöhe am Maschinenhause 52,5 m oder rund 5½ Atm.

Um nun diesen nothwendigen Druck im Röhrennetze zu erreichen, wurden unter Abstandnahme von der Herstellung eines Hochreservoirs oder Druckthurmes, dessen Aufführung bei dem Mangel einer genügenden Terrain-Erhöhung sehr beträchtliche Kosten verursacht hätte, in das Hauptdruckrohr 4 Druckwindkessel von je 10 m Höhe und 1,75 m Durchmesser eingeschaltet. Diese Anordnung, welche ausser dem Vortheil grosser Einfachheit noch den weiteren bietet, dass bei grossen Brandfällen oder dergleichen dem in den Röhrennetze enthaltenen Wasser auch eine wesentlich grössere Spannung er-

Digitized by Google

die Turbinen für einen Gefälleverlust durch die aus dem Laufrade austretende Geschwindigkeit von 5 bis 6 pCt berechnet.

Die Ringfalle wird durch ein leicht handliches Getriebe mittelst zweier Zahnstangen vom Maschinenraume aus bedient. Zum Abschliessen der Turbinenkammer selbst, behufs Reinigung und bei Reparaturen, dient je eine, die $5{,}50^{m}$ breite Kammer überspannende Stellfalle von Holz, die mittelst Zahnstangen und Schneckengetriebe leicht von einem Manne gehandhabt werden kann.

Hierher gehört weiter der Wasserbau, der zugleich das Fundament für die darüber gelagerte Pumpen-Anlage bildet, und der im Ganzen des kiesigen Baugrundes wegen auf einem Pfahlroste fundirt ist. Zwischen den einzelnen Turbinenkammern und den dadurch gegebenen Ober- und Unter-Wasserkanälen stehen nämlich parallel der Achse des Haupt-Canals je $2{,}0^{m}$ dicke Pfeiler, auf welchen die Pumpen verankert sind. Eine Richtungsänderung des ankommenden und abgehenden Aufschlagewassers ist somit vermieden.

Die einzelnen Pfeiler sind unter einander durch Gewölbe von $^{1}/_{3}$ Spannweite verbunden, welche theils die Pfeiler abstreifen, theils als Träger für den Fussboden des Maschinenraumes dienen. Die so gewonnenen bedeutenden Räume, die durch Fachgewölbe vom Unterwasserspiegel abgeschlossen sind, dienen zur Aufnahme der leicht zugänglichen Rohrleitungen; ein fünfter Raum, ausserhalb des Canals, für Unterbringung der Saugehassins. Boden und hintere Abschlusswand der Turbinenkammern bestehen aus Eichenholz und sind so mit den Pfeilern verbunden, dass eine Auswechselung seiner Zeit leicht durchführbar ist. Ausserhalb des Gebäudes ist der Gesammt-Oberwasser-Canal durch einen Flacheisen-Rechen von $50^{mm}$ Lichtweite und Rechenpodium abgeschlossen.

Die Einwirkung eines Motors nun auf sein resp. Pumpensystem erfolgt nicht direct, sondern man hat den Grundsatz aufgestellt, der Sicherheit wegen mit irgend einer Turbine irgend eine Pumpe treiben zu können. Dies bedingte eine gemeinschaftliche Transmission, auf welche ich jetzt eingehen werde.

### Die Transmission.

Die Verbindung der Zwischen-Transmission erfolgt mit den Turbinen durch Winkelräder, von denen je das kleinere mittelst Schrauben horizontal anrückbar ist; mit den Pumpen durch Stirnräder, von welchen ebenfalls je das kleinere mittelst Hülsen-Auslösung abstellbar ist. Tourenzahl (56 pro Min.) und Wellenstärke ($205^{mm}$) sind so gewählt, dass sowohl einer etwa später direct anzukuppelnden Dampfmaschine von $3 \times 70 = 210$ Pferdest. Rechnung getragen ist, als dass auch eine gute Uebersetzung für die Räder erzielt wurde. Dabei ist der Durchmesser der Pumpen-Stirnräder zu $4{,}10^{m}$ = ca. vierfachem Kolbenhube zu Grunde gelegt.

Eine in Mitte des Transmissionsstranges eingeschaltete Ausrücke-Kuppelung gestattet bei eintretendem Nothfalle die theilt werden kann, bedingt vor allem einen möglichst constanten Consum des geförderten Wasserquantums, und es wurde in Berücksichtigung dessen die Abgabe des Trinkwassers an die Privaten als ständig laufend festgesetzt.

Die ganze maschinelle Anlage ist in ihren Detail-Plänen vor ihrer Ausführung des Experten Hrn. Thometzek, Director der rheinischen Wasserwerksgesellschaft in Köln, und Hrn. Ludewig, königl. Professor an der technischen Hochschule in München, zur Begutachtung vorgelegt worden.

Ein $550^{mm}$, bezw. $500^{mm}$ weiter, etwa $4000^{m}$ langer Hauptröhrenstrang führt vom Maschinenhause bis zum Centrum der Stadt, resp. bis zum Rathhause und theilt sich an dieser Stelle in drei Arme von $300^{mm}$, $250^{mm}$ und $200^{mm}$ Durchmesser, welche wiederum bis herab zum Durchmesser von $100^{mm}$ sich in die einzelnen Strassen verzweigen. Die Hauptäste des Röhrennetzes sind unter sich wieder durch Stränge verbunden, und nur in ganz seltenen Fällen oder in kleinen Gässchen befinden sich Sackstränge von $70^{mm}$ Weite; es ist mithin das Röhrennetz nach dem Circulationssystem angelegt. Ausserdem ist jede Strasse an ihren Enden mittelst Schieber absperrbar, so dass im Falle von Röhrenbrüchen wesentliche Betriebsstörungen nicht eintreten können. Das Röhrennetz besitzt bei einer Ausdehnung von rund $54000^{m}$ etwa 650 Strassen-Hydranten, in Entfernungen von 80 bis $90^{m}$. Die eigenthümlichen Verhältnisse Augsburgs, welches gleich einem Adernsystem mit Canälen zum Betriebe der vielen hydraulischen Motoren durchzogen ist, bot für die Verlegung des Röhrennetzes, der vielfachen Canalkreuzungen wegen, ungemeine Schwierigkeiten: so hatte beispielsweise der Hauptröhrenstrang auf seinem Wege zur Stadt ausser einer Kreuzung mit dem Bahnkörper 6 grosse Werkcanäle zu durchschneiden, bei welchen nur eine Kreuzung über dem Wasserspiegel, die übrigen unter der Canalsohle ausgeführt werden mussten; ein grösserer Nebenstrang musste mittelst Taucher unter der Sohle der Wertach durchgeführt werden u. s. f. Die sämmtlichen Canalkreuzungen sind mittelst Flanschenröhren hergestellt, und wurden die Röhren unter den Canalsohlen in Portland-Cement-Beton gebettet, bei Kreuzungen über dem Wasserspiegel durchgängig an entsprechenden Eisenconstructionen aufgehängt.

Schon zwei der vorhandenen Pumpensysteme liefern normal 160 Secunden-Liter, was einer Wasserlieferung von $230^{l}$ pro Kopf und Tag bei der jetzigen Bevölkerungszahl von 60000 Einwohnern entspricht. Dieser eminente Wasserreichthum, oder wenn man will Luxus in der Wasserzuführung, ist in dem vorliegenden Falle nur durch die vorhandene grosse und in ihrem Betriebe sehr billige Wasserkraft möglich und motivirt. Denn für die jährlichen Betriebskosten ist es unter den gegebenen Umständen gleichgültig, ob mehr oder weniger Wasser der Stadt zugeführt wird, so lange die vorhandene Wasserkraft und die verfügbare Quellwassermenge ausreichend ist." Auf Grund dieser reichen Mittel wurde daher auch beschlossen, den einzelnen Anwesen das Trinkwasser-Quantum ständig laufend zuzuführen. Es hat diese Wasserabgabe jedenfalls den Vortheil, dass das Wasser in den Röhren nicht stagnirt, und dass bei den dadurch bedingten geringen Verbrauchsschwankungen der Betrieb der Pumpenanlage ein sehr regelmässiger werden wird; endlich aber ist bei diesem System der Wasserabgabe im Fall einer späteren Unzulänglichkeit des verfügbaren Quellwassers immer noch die Möglichkeit geboten, durch Einschaltung eines Hochreservoirs auf ein beschränktes Wasserabgabe-System überzugehen. Die Zuleitung des Wassers zu den einzelnen Anwesen erfolgt mittelst galvanisch verzinkter Schmiedeisenröhren. Am Eintritt des Zuleitungsrohres in das Anwesen wird ein Hahnsystem eingesetzt, welches aus einem Absperrhahn, dem eigentlichen Kaliberhahn und dem Messhahn besteht. Der mittlere oder Kaliberhahn wird plombirt und ist nur dem Aufsichtspersonal des Wasserwerkes zugänglich. Hinter dem Hahnsystem kann entweder das Wasser direct zum Auslasse gebracht werden oder aber, wenn Verschlusshähne an den einzelnen Ausläufen angebracht sind, erhält das Druckrohr an seinem höchsten Punkte ein kleines Ueberlaufreservoir, welches dem zuströmenden Wasser einen constanten Abfluss gestattet. Der Preis für einen ständig laufenden Liter pro Minute, gleich $1440^{l}$ pro 24 Stunden, ist vorerst auf jährlich 16 ℳ festgesetzt; bei Abnahme des Wassers mittelst Wassermesser beträgt der Preis pro Kubikmeter 8 Pf. Nimmt man 160 Secunden- oder 9600 Minuten-Liter à 16 ℳ als normale Leistung des Werkes an, so entspricht dies einer Brutto-Einnahme von 153600 ℳ jährlich. Hiervon etwa 33600 ℳ jährliche Betriebskosten in Abzug gebracht, verbleibt immer noch eine Summe von 120000 ℳ oder 6 pCt. des Anlage-Capitals zur Verzinsung und Amortisation der Anlage.

Das ganze Unternehmen wurde nach den Dispositionen und unter specieller Leitung des städtischen Ober-Ingenieurs Hrn. Endres ausgeführt und verursachte einschliesslich der etwa 60000 ℳ betragenden Angaben für Vorarbeiten den verhältnissmässig geringen Kosten-Aufwand von rund 2 Millionen Mark. D. R.



Digitized by Google

rasche Stillsetzung der einen Pumpwerkshälfte ohne Störung der zweiten.

Für eintretende Reparaturen in irgend einem Punkte der Transmissionslinie ist schnelles und partielles Auswechseln dadurch gesichert, dass der Strang überhaupt aus kurzen Einzelstücken besteht. Von den verwendeten Rädern ist stets das Treibende mit Holzkämmen versehen.

Die Lagerung der Gesammt-Tranemission auf durchhangenden, starren Hohlgussbalken, die ihre Widerlager auf den Pumpenpfeilern finden, darf als besonders solide angesehen werden.

Endlich wäre noch zu bemerken, dass die gedrängte Anordnung der Turbinenwelle und Fundamente in Rücksicht auf eine nicht zu grosse Saugehöhe für die Pumpen entstand, anderseits aber auch der directe Antrieb der Hauptwelle durch die Turbinen nicht aufgegeben werden sollte.

## Die Pumpen.

Die Lage der Pumpen war des Antriebes und bequemer Zugänglichkeit wegen naturgemäss als horizontal gegeben. Das System mit unter rechtem Winkel stehenden, doppeltwirkenden Plungerpumpen bot vor einer doppeltwirkenden Pumpe gleicher Leistung den Vortheil grösserer Gleichförmigkeit, dann Sicherheit des Betriebes, weil auch mit der halben Pumpe gearbeitet werden kann. Ueber die Vorzüge der Plungerpumpe gegenüber dem Cylinder mit innerer Liderung brauche ich nicht zu sprechen, sie sind zu allgemein anerkannt, und ich denke, jeder Besitzer von Pumpen wird hierin seine Erfahrungen gesammelt haben.

Das Volumen der Pumpen für die Normal-Lieferung, $40^{l}$ pro Sec. und Cylinder, bestimmte sich durch die angenommene Normal-Tourenzahl von 20 pro Min. Diese Geschwindigkeit erscheint praktisch noch steigerungsfähig, ohne unruhigen Gang der Ventile oder des Vorgelieges befürchten zu müssen. Der angesetzten Tourenzahl ferner eine Kolben-Geschwindigkeit von $700^{mm}$ zu Grunde gelegt, führt auf einen Kolbenhub von $1{,}05^{m}$, und es bestimmt sich dann mit Rücksicht auf die Kolbenstange und 7,5 pCt. Verluste (Effect = 92,5 pCt.) der Durchmesser zu $285^{mm}$.

Das so gewonnene, ausserordentlich günstige Verhältniss von Hub zu Durchmesser = 1 : 3,7 ist meines Wissens für so geringe Förderhöhen und speciell Räder-Antrieb bei keiner grösseren Wasserversorgung bisher ausgeführt; es erlaubt jedoch durch den geringen Kolbendruck eine verhältnissmässig leichte Construction der Antriebstheile und erleichtert die Abdichtung der Kolbenstopfbüchsen.

Wenn trotzdem diese Dichtungen noch weiter mit Wasser-Verschlüssen, welche aus dem Druckrohre gespeist werden, versehen sind, so geschah dies der nicht unbedeutenden Saughöhe wegen, die ein starkes Nachziehen dieser Dichtungen erfordert hätte, wollte man ängstlich jeden Lufteintritt vermeiden.

Ferner sind die Anflagedrucke an den arbeitenden Flächen gering. Bei 6 Atm. Förderhöhe beispielsweise: im Kurbellager $6{,}0^{kg}$, im Zapfen $33{,}0^{kg}$, und bei den Gleitbacken $1{,}0^{kg}$ pro Quadratcentimeter. Die Abnutzarbeiten sind bei so kleinen Tourenzahlen natürlich noch unerheblicher, und sind somit die reichlichen Dimensionen und die Dauerhaftigkeit dieser Theile ersichtlich.

Die Ventile, diese wichtigen Bestandtheile der Pumpen, sind ringförmig und mit je 3 Etagen nach dem System Thometzek ausgeführt; die Saugeventilkasten seitlich, die Druckventilkasten in der Cylinderebene gelagert, so dass jedes Ventil nach abgehobenem Deckel vollkommen zugänglich ist.

Es könnte scheinen, dass das adoptirte Ventilsystem, welches grosse Querschnitte erfordert, hier bei überschüssiger und billiger Betriebskraft nicht ganz motivirt sei. Dem entgegen steht aber wiederum die Betriebssicherheit, da es ja bekannt ist, an welchen Mängeln die Ventile mit Federbelastung, die ich hier als Gegensatz im Auge habe, leiden. Ich halte dafür, dass das ruhige Ventilspiel der Pumpen wenn möglich nicht durch zerbrechliche Federn erzwungen werden soll.

Der rasche und ruhige Schluss der unabhängig von einander arbeitenden Ringe ist bei den ausgeführten Ventilen durch kleinen Hub — $12^{mm}$ der Sauge- und $10^{mm}$ der Druckventile — erreicht. Die einzelnen Abschlussringe sind aus Schmiedeeisen, mit Leder garnirt und haben bei Ringöffnungen von $40^{mm}$ nur Sitzbreiten von $18^{mm}$. Es findet Wasseraustritt nach innen und aussen an jedem Ringe statt, und es betragen die freien Durchflus-Querschnitte beim Saugeventil den $1^{1}/_{2}$fachen, beim Druckventil den einfachen Kolben-Querschnitt. Dem entsprechen Durchströmungs-Geschwindigkeiten von $430^{mm}$ und $620^{mm}$ und ganz geringe Ueberdrucke im Diagramm gegen die Manometer-Anzeige am Druck-Windkessel.

Sowohl in den Ventilen, als auch in den Cylindern sind mit Sorgfalt alle schädlichen Luftansammlungen vermieden, so dass der angegebene Effect-Verlust von 7,5 pCt. eich ganz sicher in Wirklichkeit noch geringer gestalten wird.

Zur Vermeidung von Wasserschlägen in den Sangeröhren sind nächst den Saugeventilen Sangewindkessel aus Gusseisen von je dem vierfachen Pumpenvolumen angebracht. Die Pumpen arbeiten mit Tauchröhren aus denselben. Diese Windkessel, an Platten im Fussboden aufgehängt, bilden zugleich eine Stütze für Saugeventil und Rohrleitung.

Die Druckventile sind mit dem hinter das betreffende Pumpensystem gestellten Druck-Windkessel so verbunden, dass das Wasser des vorderen Ventile über das hintere weggeführt wird. Diese Anordnung vereinfachte die Anlage und hat erfahrungsgemäss auf das Spiel des hinteren Ventils keinen Einfluss. Für den Fall, dass nur eine Pumpe arbeitet, kann die zweite Pumpe durch einen Schieber abgeschlossen werden.

Ich bemerke an dieser Stelle noch, dass die Maxima und Minima des Ueberdruckes in der Leitung durch elektrische Contacte signalisirt werden. Die wachthabende Bedienung hat dann einfach die resp. Erniedrigung oder Erhöhung des Förderwasser-Quantums, wie bereits angegeben, durch die Turbinengeschwindigkeit an der Ringfalle einzuleiten.

## Die Rohrleitung mit den Windkesseln.

Die generelle Disposition der Rohrleitung ist schon eingangs erwähnt. Es sind zwei Sauge-Bassins von Gusseisen aufgestellt, mit je $3{,}5^{m}$ Durchmesser, bei $4{,}0^{m}$ Tiefe. In dieselben ergiesst sich, durch Schieber regulirbar, das durch eine $600^{mm}$ weite Leitung zugeführte Förderwasser.

In jedes Reservoir tauchen 2 Sangeströhge ein, jeder für ein Pumpensystem. Nach Bedürfniss können die Bassins mit Heber zu einem Ganzen verbunden werden.

Die Saugeröhren selbst sind mit 300 und $400^{mm}$ Lichtweite so bemessen, dass die Wassergeschwindigkeit bei der Normallieferung der Pumpen 560 bis $630^{mm}$ beträgt. Sie wurden mit Seiher, die zugleich als Einlauf-Trichter dienen, sowie mit Rückfallventilen versehen. Die letzteren, nach gleichem Systeme wie die Pumpen-Ventile, sind besondere leicht gehalten, um während des Betriebes förmlich auf dem strömenden Wasser zu schwimmen. Bei stillstehenden Pumpen wird durch sie die Saugeleitung voll erhalten, und tritt Feuersgefahr oder dergl. ein, so ist die Maschine sofort mobil.

Man ist des letzteren Umstandes halber noch weiter gegangen und hat hinter die Rückfallventile Schieber gesetzt.

Digitized by Google

Es wurde hierdurch noch der Vortheil erreicht, die Saugewassersäule zu reguliren, was von Nutzen sein kann, wenn nur eine Pumpe eines Pumpensystems functionirt.

Die Anordnung separater Saugeröhren geschah der Betriebssicherheit und des häufigen Wechsels in der Leistung wegen. Durch Abzweigungen bedingte Kniee wurden der leichteren constructiven Durchführbarkeit wegen meist durch kugelförmige Erweiterungen in den Röhren hergestellt, ein Detail, welches gute Wasserführung mit grosser Festigkeit vereint. Dasselbe gilt auch von der Druckleitung.

Das Auffüllen der Saugeleitung erfolgt mittelst Umgangsröhren an den Pumpen von der Druckleitung aus.

Die Druckwindkessel sind möglichst nahe an die Pumpen gerückt. Sie haben je ein Volumen von $3^1/_2{}^{cbm}$, d. i. den 50fachen Inhalt eines Pumpencylinders. Das gepresste Luftquantum ist zu 8—9 fachem Cylinder-Inhalt festgesetzt. Diese Windkessel von $1{,}0^m$ Durchmesser, welche auf glockenförmigen Ständern ruhen, sind von Eisenblech und haben die Ausmündung für das abgehende Wasser an ihrem tiefsten Punkte. Daselbst sitzt auch ein Absperrschieber für das betreffende Pumpensystem. Manometer und Wasserstand sind selbstverständliche Dinge. Ein Sicherheits-Ventil mit Gewichtsbelastung, $100^{mm}$ Lichtweite, leitet bei eintretendem Ueberdruck oder Wasserschlägen das entströmende Wasser in den Unterwasser-Canal.

Da die einzelnen Druckwindkessel in ein gemeinschaftliches Druckrohr arbeiten, bilden dieselben für das Hauptdruckrohr eine ganze Batterie Luftkissen, und die Geschwindigkeitsänderungen des abgehenden Wassers sind somit ganz ausserordentlich geringe.

Das Nachfüllen der Windkessel mit Luft geschieht einfach durch Luftventile (mit Absperrhähnen) an den Pumpen-Cylindern.

Der weitere Verlauf des Druckrohres ist einfach. Seine Dimensionen steigen von 250 bis $550^{mm}$ Lichtweite, so dass die Wassergeschwindigkeit bei normaler Leistung und 3 Pumpen im Betriebe von $820^{mm}$ bis $1{,}0^m$ wächst, mit welcher Geschwindigkeit die Hauptleitung in der Stadt ausmiesst.

Vor Austritt der Druck-Leitung aus dem Pumpwerksgebäude communizirt dieselbe endlich noch mit 4 Haupt-Druckwindkesseln, die das der Anlage fehlende Hochreservoir bis zu gewissem Grade ersetzen sollen.

Man hat die Kosten eines solchen Hochreservoirs, die hier der Terrain-Schwierigkeiten wegen allerdings ganz bedeutende gewesen wären, zu sparen gesucht, und das Wasser an die Abnehmer vorläufig in möglichst constanter Weise durch ständig laufende Normal-Durchflusshähne abgegeben. Feuersgefahr angenommen, sind somit die Schwankungen im Consum keine bedeutenden, und die ausgeführten vier Haupt-Druckwindkessel dürften genügende Regulatoren sein.

Ihr Inhalt stellt sich bei $1^3/_4{}^m$ Durchmesser und $10{,}0^m$ Höhe einzeln auf $22{,}9^{cbm}$, zusammen auf $90^{cbm}$. Die Eisenbleche sind mit Rücksicht auf einen Probedruck von 12 Atm. $16^{mm}$ stark. Die Längsnietung ist doppelt, die Rundnähte haben Laschennietung, die bombirten Böden bestehen aus je einem Stück.

Die einzelnen Kessel, von denen jeder excl. Wasser das respectable Gewicht von $13000^{kg}$ besitzt, sind an Ort und Stelle aus 3 Stücken mit abgedrehten Winkelringen zusammengenietet. Sie ruhen mit Gusspratzen auf einem gemeinschaftlichen Beton-Fundamente.

Jeder Windkessel, der vom Hauptdruckrohr durch einen Schieber getrennt werden kann, erhielt neben Sicherheitsventil und Ablasshähnen die übrige complette Armatur. Mannloch und eiserne Leitern erleichtern auch im Innern die Zugänglichkeit. Behufs Nachfüllens von Luft ist eine Verbindung mit den Luftrümen der Pumpenwindkessel hergestellt.

Die Haupt-Windkessel sind ihrer bedeutenden Höhe wegen in einem eigenen Thurme untergebracht und ringsum frei, während der Maschinenraum durch 3 Laufkrahne von je $3000^{kg}$ Tragkraft vollständig bestrichen werden kann.

Damit sind wir am Haupttheiber und mit ihm am Schlusse unseres Themas angelangt.

Wenngleich wegen Kürze der Zeit exacte Versuche über die Garantien noch nicht durchgeführt wurden, so lassen die bisherigen Betriebs-Verhältnisse bei den verschiedensten Druckhöhen bis 7 Atm. und Geschwindigkeiten über 20 Umdrehungen pro Min., sowie die vorläufig abgenommenen Indicator-Diagramme doch erkennen, dass das Ganze mit grösster Solidität erbaut und mit besten Masse-Verhältnissen ausgestattet ist.

Construction und Arbeit der über $400000^{kg}$ betragenden Lieferung auf die Höhe der Zeit zu bringen, war das Bestreben aller bei der Ausführung Mitwirkenden.

## Ueber schnellgehende Dampfmaschinen.

Von **Otto Köhler,** Assistent für Maschinenbau an der königl. techn. Hochschule zu Aachen.

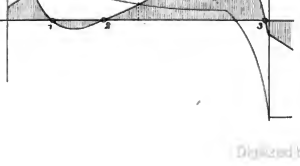
(Vorgetragen in der General-Versammlung des Aachener Bezirksvereines vom 5. November 1879.)

(Schluss von Seite 19.)

Abnorme Fälle. Bis jetzt waren nur normale Verhältnisse der Dampfdruckdiagramme vorausgesetzt, bei welchen nur ein einmaliger Druckwechsel während eines Kolbenweges vorkommt. Es sind nun aber auch Fälle möglich, wo der Kraftwechsel mehr als einmal auftritt; dies ist natürlich zu vermeiden.

So kann der in Fig. 10 gezeichnete Fall vorkommen; es ist der Expansionsgrad so klein und dabei der Massendruck so gross, dass ein dreimaliger Kraftwechsel während eines Kolbenweges auftritt. Man muss sich daher jedesmal durch Construction überzeugen, ob ein mehrmaliges Durchschneiden der $X$-Axe durch das combinirte Druckdiagramm eintritt, und danach das Minimum der Füllung bestimmen. Namentlich wird dieser Fall dann leicht stattfinden, wenn der Maximal-Massendruck grösser als der Dampfdruck ist, so dass man in diesem Falle mit der Minimal-Füllung des

Fig. 10




Digitized by Google

Cylinders beschränkt ist, oder umgekehrt bei kleinen Füllungen mit der Kolbengeschwindigkeit an eine Grenze gebunden ist, welche nicht überschritten werden darf.

Ein zweiter Fall ist nachstehender: Erhält man bei einem bestimmten Kesseldruck und Füllungsgrad ein normales Indikatordiagramm, so kann aus demselben bei Abnahme des Kesseldruckes (wie dieses z. B. in Walzwerken und chemischen Fabriken häufig vorkommt) oder der Admissionsspannung durch Drosselung, ohne dabei die Füllung zu ändern, ein Indikatordiagramm entstehen, wie es Fig. 11 zeigt. Dieses in ein Druckdiagramm verwandelt, giebt für grosse Massendrucke Fig. 12. Man sieht, wie auch hier drei Stösse auftreten müssen. Bei Coulissensteuerungen kann dieser Fall ebenfalls leicht vorkommen, da bei denselben mit den kleinen Füllungen starke Drosselung und grosse Compression verbunden sind.

Fig. 11

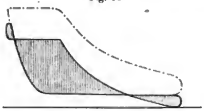
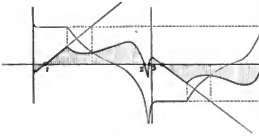


Fig. 12



## II. Gleichförmigkeit.

Es hat keine Schwierigkeit, jeden beliebigen Grad von Gleichförmigkeit auch bei schnellgehenden Dampfmaschinen zu erzielen; man muss nur das Schwungrad schwer genug machen. Dieses wird sogar meistens bei schnellgehenden Maschinen noch leichter ausfallen, als bei langsam gehenden, weil eine grössere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes vorhanden ist. Bei langsam gehenden Maschinen kann man nämlich nur selten bis zur gestatteten Maximal-Umfangsgeschwindigkeit (25 bis 30$^{m}$) des Schwungradkranzes gehen, da sonst der Durchmesser desselben zu gross würde.

## III. Das Zucken der Maschine.

Die hin- und hergehenden Massen bewirken eine Schwerpunktsverlegung des ganzen Systems; bei liegenden Maschinen wird der Schwerpunkt derselben hin und her, bei stehenden auf und ab tanzen, die Maschine will dieser Bewegung folgen. Liegende Maschinen haben daher das Bestreben, bei jedem Kolbengange auf ihrem Fundament zu zucken. Durch Anbringung von Massen, die gleich den beweglichen sind und dieselbe Bewegung wie letztere, nur in entgegengesetzter Richtung machen, kann dies vermieden werden. Das Balancegewicht hat diesen Zweck und darf bei schnellgehenden Maschinen nicht fehlen. Jedenfalls thun wir aber auch gut, die hin- und hergehenden Massen möglichst klein zu machen, was auch mit Rücksicht auf die Grösse der Stösse zu empfehlen ist.

Da stehende Maschinen nicht zucken, so bedürfen sie auch keiner Balancegewichte, man würde im Gegentheil durch Anbringung derselben das Zucken hervorrufen.

## Die Dampfvertheilung.

Was nun noch schliesslich die Dampfvertheilung anbelangt, so ist es durch Indikatorversuche bewiesen, dass der Dampf auch bei den grössten Kolbengeschwindigkeiten seiner Steuerung noch folgt, und tadellose Diagramme erhalten werden, die sich von denen der langsam gehenden Maschinen nicht unterscheiden.

Dies lässt sich auch theoretisch beweisen. Allerdings wird bewegter Dampf nicht mit derselben Stärke drücken wie ruhender, da dynamischer Druck kleiner ist als statischer, und der Unterschied ist um so grösser, je grösser die Geschwindigkeit des Dampfes ist. Diese Differenzen sind aber beim Dampf so klein, dass sie verschwinden. Um das zu constatiren, kann man sich der Formel 337 auf Seite 411 in Zeuner's mech. Wärmetheorie bedienen. Diese Formel ergiebt z. B. eine Geschwindigkeit des Dampfes $w = 72{,}7^{m}$, wenn die Spannung von 7 auf 6,9 Atmosphäre dynamische Pressung sinken soll.

Hierbei sind die Reibungswiderstände des Dampfes nicht berücksichtigt und diese lassen sich auch nicht in Rechnung bringen. Man hat aber durch Versuche gefunden, dass der Dampf höchstens eine Geschwindigkeit von 25 bis 30$^{m}$ haben darf, damit keine nennenswerthen Druckverluste zu beklagen sind. Dies entspricht einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 16 bis 19$^{m}$, so dass dieses die äussersten Grenzen sind, bis zu welchen man, mit Rücksicht auf die Dampfvertheilung, mit der Geschwindigkeit gehen könnte.

## Grenzen der Kolbengeschwindigkeit.

Wollte man eine Kolbengeschwindigkeit von 16 bis 19$^{m}$ anwenden, so müssten die Dampfzutrittscanäle denselben Querschnitt haben wie der Cylinder, dazu gehören aber colossale Schieber und Excenter, so dass eine bedeutende Schieberreibungsarbeit verloren gehen würde. Schon bei einer Umfangsgeschwindigkeit $v = 8{,}04^{m}$ (Tabelle Buckeye-Maschine $w = 8{,}04^{m}$, entsprechend einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von $v = 5{,}7^{m}$) haben wir bei einem Durchmesser des Cylinders von $230^{mm}$ einen Durchmesser des Einströmungsrohres von $126^{mm}$ und des Ausströmungsrohres von wenigstens $155^{mm}$ nöthig. Man sieht, welche abnormen Verhältnisse sich ergeben und wie man durch diese Rücksicht mit der Grösse der Kolbengeschwindigkeit beschränkt ist.

Ein zweiter Grund für die Beschränkung der Kolbengeschwindigkeit ist der, dass bei grösseren Geschwindigkeiten die combinirten Drucke (Dampf-plus Massendrucke) eine bedeutende Grösse annehmen können. Bei der Berechnung der Maschinentheile müssen diese combinirten Drucke zu Grunde gelegt werden. Die Massen werden also schwer, die Zapfendurchmesser sehr gross, so dass wieder viel Reibung consumirt wird und man auch hierdurch in der Anwendung übermässig grosser Kolbengeschwindigkeiten beschränkt ist.

Eines dritten Umstandes ist schon bei den abnormen Fällen gedacht worden; dort wurde nämlich gefunden, dass man bei sehr grossen Geschwindigkeiten mit der Minimalfüllung beschränkt sei.

Die beiden letzten Punkte sind am schlimmsten bei kurzen Hüben, da aus der Formel für $F$ hervorgeht, dass der Maximaldruck um so grösser ist, je kleiner der Hub ist. Ausserdem sind mit kleinen Hüben viele Umdrehungen verbunden; da nun in den meisten Fällen, bei Betriebs-Dampf-

Digitized by Google

maschinen wenigstens, diese unbequem sind, so empfehlen sich bei grösseren Kolbengeschwindigkeiten lange Dampfcylinder (etwa der Hub gleich dem dreifachen Durchmesser). Natürlich würde dies bei solchen Maschinen nicht angehen, von welchen man viele Umdrehungen verlangt; dazu gehören beispielsweise die Dampfmaschinen zum directen Betriebe der Kreissägen und Centrifugalpumpen, dann die Motoren zu elektrischen Beleuchtungszwecken.

Wie weit man nun mit der Geschwindigkeit gehen kann, das für jeden Fall zu bestimmen, wird nach dem Vorangegangenen nicht schwer werden. Jedenfalls ist die, bei der Buckeye-Maschine angewandte Kolbengeschwindigkeit von $5{,}7^{m}$ sehr bedeutend, über welche man schwerlich gehen wird, schon mit Rücksicht auf die auftretenden abnormen Verhältnisse der Steuerung und der daraus resultirenden grossen Schieberreibung.

---

# Der Einsturz der Tay-Brücke bei Dundee.

(Hiezu Tafel VIII.)

Der am 28. December vorigen Jahres erfolgte Einsturz der 13 Hauptöffnungen der Tay-Brücke bei Dundee in Schottland, eines Riesenwerkes moderner Ingenieurkunst, erregt selbstredend im höchsten Maasse auch das Interesse der deutschen Techniker und es möge daher gestattet sein, in Nachstehendem unseren Vereinsgenossen dasjenige Material vorzulegen, welches zur Aufklärung über die Vorgänge bei dem stattgehabten Unglücke von einiger Bedeutung sein kann. Leider ist es uns nomöglich, ein ganz vollständiges Material schon jetzt zu geben, da über die Detailconstructionen der eigentlichen Brückenkörper sowie der eisernen Pfeiler genaue und zuverlässige Veröffentlichungen auch in den technischen Blättern Englands nicht zu finden sind. Wir folgen in Nachstehendem im Wesentlichen den älteren Veröffentlichungen von „Engineering“ und „Engineer“, fügen, soweit sie bis zur Stunde bekannt, die neuesten Daten nach denselben Quellen hinzu und wollen versuchen, an der Hand dieses Materials die Constructionsverhältnisse der Tay-Brücke nach den in Deutschland geltenden Grundsätzen und Anschauungsweisen zu beleuchten.

Der Plan für die Bauausführung der Tay-Brücke rührt her von dem Oberingenieur der North-British-Railway-Company, Sir Thomas Bouch. Der Bau selbst wurde begonnen von der Firma De Bergue & Co. im Jahre 1871, wurde nach dem Tode des Chefs derselben von der Firma Hopkins, Gilkes & Co. fortgesetzt und nach Ueberwindung mancher Schwierigkeiten im Jahre 1878 vollendet.

Die Brücke führt mit im Ganzen 85 Oeffnungen von verschiedener Spannweite in einer Gesammtlänge von $3155^{m}$ die Bahnlinie von Lenchars nach Dundee über die erweiterte Flussmündung des Tay an der Ostküste von Schottland. Die ganze Anlage ist eingeleisig ausgeführt, hat, vom Südende aus bis zum Beginn der grossen, jetzt eingestürzten Oeffnungen eine Steigung von 1 : 365, dann eine Horizontale über 8 der grossen Oeffnungen und von hier ab ein Gefälle von 1 : 73 bis zum Nordende, wobei $^{3}/_{4}$ der Gesammtlänge in einer geraden, fast genau nördlichen Richtung, der übrige Theil am Nordende in einer Curve von $400^{m}$ Radius liegt. Der grössere Theil der Brückenjoche ist durch Fachwerkträger (System Neville) mit geraden parallelen Gurtungen, gekreuzten Diagonalen und ohne Vertikalen überspannt, nur zwei Oeffnungen am Nordende haben Fachwerkträger mit gekrümmter, oberer Gurtung. Die Fahrbahn liegt bei den kleineren Brücken auf der oberen Gurtung der Hauptträger, während sie bei den 13 eingestürzten grossen Oeffnungen zwischen den Hauptträgern lag und in den unteren Gurtungen ihre Unterstützung fand. Diese Verhältnisse, sowie die überaus schlanken und luftigen eisernen Pfeiler, die grosse Höhe der Brückenbahn über dem Wasserspiegel und die schroffen Uebergänge von einem Trägersystem zum andern gaben der Tay-Brücke, im Verein mit der kaum übersehbaren Längenausdehnung ein verhältnissmässig nüchternes und unruhiges Aussehen und zeigten deutlich, dass beim Entwurfe derselben nur die Rücksicht auf grösstmögliche Sparsamkeit massgebend gewesen ist.

Bemerkenswerth ist die Art der Fundirung der Pfeiler und die Art des Aufbringens der Brückenkörper auf dieselben; wir wollen deswegen hierüber einige kurze Notizen geben.

Die Pfeiler sind den örtlichen Verhältnissen des Flussbettes entsprechend auf verschiedene Weise fundirt worden. Ein Theil der südlichen Pfeiler besteht aus je 2 gusseisernen Cylindern von $2{,}5^{m}$ äusserem Durchmesser, $3{,}6^{m}$ Abstand von Mitte zu Mitte, die Anfangs einzeln (bei den ersten 6 Pfeilern), nachher auf einer gemeinschaftlichen Basis fundirt wurden. Den einzelnen Cylindern fehlte die genügende Stabilität, indem sie beim Versenken — was von Prahmen, zwischen welchen sie aufgehängt waren, aus geschah — den heftigen Angriffen der Wellen und des Windes ausgesetzt waren. Man verbreiterte daher die Basis, indem man auf einem schmiedeeisernen Kranze ein zusammenhängendes Fundament ausführte, welches bis zum Ebbespiegel reichende gusseiserne Umhüllungen erhielt. Diese $140^{t}$ wiegende Pfeilermasse wurde am Ufer aufgebaut und, wie vorher erwähnt, mittelst Prahme an Ort und Stelle geflösst und versenkt; wobei man dieselbe nach der Richtung der Brückenachse durch hydraulische Stützen und durch Ketten sicherte. Jede dieser hydraulischen Stützen bestand aus einem gusseisernen Rohre mit breiter Basis, welche den Widerhalt im Flusschotte gab. Das Rohr trug am oberen Ende eine Stopfbuchse, durch welche ein zweites Rohr als Plunger ging; letzterer stützte sich mit seinem Kopfe gegen den Pfeiler.

Nachdem eine Gruppe von 4 bis 5 Pfeilern $1{,}5^{m}$ über Fluthspiegel hochgeführt war, wurden die am Ufer montirten Brückenträger während der Fluth in die Oeffnungen eingefahren und mit einkendem Wasser auf die Pfeiler hinabgelassen, dann wurden die Träger absatzweise mit hydraulischen Pressen gehoben und untermauert, wobei sie gleichzeitig als Lagerplätze für Baumaterial und zur Unterstützung der fliegenden Gerüste für die Maurer dienten; nur die ersten Pfeiler am Südende sind ganz in Mauerwerk hochgeführt.

Vom 15. Pfeiler ab konnte der felsige Untergrund nicht mehr erreicht werden. Man führte daher, mit Rücksicht auf die geringere Tragfähigkeit des nunmehr zu beuntzenden angeschwemmten Bodens, das Mauerwerk nur bis $1{,}5^{m}$ über Hochwasser aus und stellte den übrigen Pfeiler aus gusseisernen Säulen her, welche mit einander verkuppelt wurden.

Digitized by Google

Der im Grundriss ovale Betonkörper dieser Pfeiler hatte $7^m$ Länge, $4^m$ Breite und fand zumeist in etwa $5{,}5^m$ Tiefe unter der Flusssohle eine genügend tragefähige Thon- oder Kiesschicht. Ganz ungünstiger Baugrund wurde nur in 5 Fällen angetroffen, welche das Einrammen von Pfählen erforderlich machten.

Bei der Versenkung der Caissons wurde für die Folge von der pneumatischen Methode ganz abgesehen; man bediente sich vielmehr der Sandpumpe (Patent Reeves), um den vorher gelockerten Boden aus dem Caisson herauszuschaffen. Die Erdmasse wird bei diesem Verfahren mit dem Wasser zusammen durch einen, mit luftleeren Behältern in Verbindung stehenden Schlauch aufgesogen, dessen trichterförmiges Mundstück vom Taucher hin auf den zu entfernenden Boden geführt wird. Bei Anwendung von 4 solchen luftleeren Behältern von $1{,}7^{cbm}$ Inhalt, die abwechselnd gefüllt und entleert wurden, konnten $100^t$ Masse täglich gefördert werden. Eine Füllung soll 3 Minuten Zeit beansprucht haben.

Auf dem Nordende der Brücke besteht die Mehrzahl der Pfeiler nur aus je drei gusseisernen Säulen von $410^{mm}$ und $510^{mm}$ Durchmesser bei $25^{mm}$ Wandstärke (Taf. VIII, Fig. 5), je nach der Spannweite der Brücke. Diese gusseisernen Säulen sind an ihrem unteren Ende mit einem breiten Kopfe von $1{,}1^m$ Durchmesser (Taf. VIII, Fig. 6) versehen; sie wurden in den Untergrund des hier seichten Flussbettes eingebohrt, indem man den Boden unter ihnen durch einen kräftigen Wasserstrahl, den man durch die Säulen schickte, fortspülte. Eine dieser Säulen steht vertical, die andere flussabwärts gelegene in einer Entfernung von $2{,}7^m$ (am Kopfende der Säulen gemessen) um 1 : 8 geneigt, während die dritte stromaufwärts gelegene Säule ebenfalls schräge (1 : 3) gestellt ist. Untereinander sind die drei Säulen durch Horizontal- und Diagonalbänder fest verbunden. Um den Mangel an Stabilität nach der Längenrichtung der Brücke auszugleichen, wurde jedesmal der dritte bis vierte Pfeiler doppelt ausgeführt und die Säulen nach allen Richtungen hin gegen einander verstrebt.

Nach Vorausschickung dieser allgemeinen Notizen wenden wir uns nunmehr der speciellen Besprechung des eingestürzten Theiles der Brücke zu, und wollen unter Vorlegung des bis jetzt bekannten Materiales versuchen, die statischen Verhältnisse der Einzelconstructionen zu controliren.

Die Fundamente der Pfeiler für die grossen Oeffnungen, von $74{,}^m$*) zwischen den Pfeilermitten, Taf. VIII, Fig. 1 bis 4, mussten wegen der aufzunehmenden grösseren Last mit einer vergrösserten Grundfläche ausgeführt werden, was dadurch erreicht wurde, dass man denselben eine kreisförmige Basis von $9{,}44^m$ Durchmesser gab. Der untere Körper des Pfeilers besteht aus einem $6{,}1^m$ hohen Eisenblechmantel, der zur Versteifung gegen den Wasserdruck mit einem inneren Mauerringe von $350^{mm}$ Stärke versehen wurde. Nachdem man einen provisorischen eisernen Schutzmantel von $7{,}^m$ Höhe aufgeschraubt hatte, wurde das Ganze an Ort und Stelle gefahren und dann mittelst hydraulischer Pressen versenkt. Das Gewicht dieser zu senkenden Masse soll $200^t$ betragen haben. Nach dem Versenken wurde der innere Kern mit Beton ausgefüllt, sodann ein hohler, sechseckiger Mauerkörper von $8{,}2^m \times 4{,}8^m$, der gleichfalls am Ufer fertig gemauert war, auf das vorher geebnete Betonbett herabgelassen, und bis zur Niedrigwasserlinie mit Beton ausgefüllt. Der übrige Theil ist bis zum Hochwasserspiegel in Ziegelmauerwerk aufgeführt, auf welches sich noch $1{,}^m$ Granitblöcke in vier Lagen auflegen, von denen jedoch, wie sich jetzt nach dem Einsturze herausgestellt hat, nur die obere Lage verdübelt war.

Den eigentlich schwachen Punkt der ganzen Construction bildeten, wie sich später ergeben wird, die auf dem eben beschriebenen Mauerkörper aufgebauten eisernen Pfeiler; wir werden daher auf die Construction derselben näher einzugehen haben. Fig. 1 u. 2, Taf. VIII, zeigen diese Pfeiler als aus je 6 gusseisernen Säulen bestehend, von denen die vier mittleren $380^{mm}$, die äusseren $450^{mm}$ Durchmesser haben, bei einer Wandstärke von etwa $32^{mm}$. Diese Säulen stehen, wie die Grundriss, Fig. 4, erkennen lässt, auf den Ecken eines Sechseckes von $6{,}6^m$ Länge und $3{,}8^m$ Breite; die gleichen Maasse am Kopfe der Säulen ergeben sich zu $6{,}6^m$ und $3{,}6^m$. Diese Säulen sind mit dem Pfeiler durch besondere Sockelstücke aus Gusseisen und durch je 4 Aukerschrauben von $44^{mm}$ Durchmesser verbunden, welche letztere jedoch nur die beiden oberen Lagen der Granitplatten fassen. Die Sockel sind $570^{mm}$ hoch und haben für die beiden stärkeren Ecksäulen eine quadratische Grundfläche von $1220^{mm}$ Seite, für die vier Mittelsäulen eine kreisförmige Basis (Fig. 14 und 15) von $1170^{mm}$ Durchmesser. Vier von den Verstärkungsrippen des Sockels haben je eine Hülse zur Aufnahme der Ankerbolzen; von den vier übrigen Verstärkungsrippen dienen drei resp. zwei (in Fig. 14 ist dies nur einmal angedeutet) zur Befestigung der Horizontalbänder, welche hier, wie die gleichen Theile an den nach oben folgenden Säulenflantschen aus je zwei, mit den Rippen durch je zwei Schrauben verbundenen ⊏-Eisen von $152 \times 63 \times 13^{mm}$ zu bestehen scheinen (Fig. 7 u. 8). Jede der Säulen ist in sieben Längen à $3{,}^m$ hergestellt, welche durch gedrehte Flantschen von 580 resp. $690^{mm}$ Durchmesser und $32^{mm}$ Stärke und durch je acht Schrauben von $28^{mm}$ Durchmesser vereint sind; dabei greift der untere Theil jeder Säule in den oberen der vorhergehenden ein (Fig. 7), wahrscheinlich um dem Cement, mit dem alle Säulen ausgegossen worden sind, besseren Halt zu gewähren. Unmittelbar unter jedem Flantsche sitzen die vorhin erwähnten Horizontalverbindungen, an einem angegossenen Lappen von etwa $63^{mm}$ Stärke durch je zwei Schrauben befestigt. Diese Lappen spalten sich weiter unterhalb und nehmen mit einigem Spiel die als Diagonalverstrebung für genügend erachteten Flacheisen von $114 \times 13^{mm}$ zwischen sich auf, welche mit nur einem Bolzen von $28^{mm}$ Durchmesser angeschlossen ist, wobei noch ausdrücklich hervorgehoben werden muss, dass die entsprechenden Bolzenlöcher einen Durchmesser von $32^{mm}$ gehabt haben. Es wäre also kein Wunder, wenn die Wirkung dieses an sich schon zu schwachen Diagonalverbandes*) sich auf ein äusserst geringes Maass beschränkt hätte, selbst wenn die gusseisernen Lappen, wie dies leider nicht der Fall war, auf ihrem Posten ausgeharrt hätten. Die innere Diagonalverstrebung zwischen den vier schwächeren Säulen bestand aus Rundeisen und ist wie es scheint erst im Laufe der Arbeit für nothwendig erachtet worden, da sie durch ein besonderes Gusseisen-Segment von Π-förmigem Querschnitt, zwischen die Ansätze für die Horizontalbänder geschraubt (Fig. 9), an die Säulen angeschlossen wurde. Diese Verbindung findet sich an den noch stehenden Pfeilern vor.

Die oberen Enden der sechs Säulen sind nicht zu einer, in sich zusammenhängenden Plattform vereinigt, vielmehr

*) Nach dem ursprünglichen Plane sollten diese Hauptöffnungen nur $61^m$ weit werden.

*) Erst nachträglich ist die auf Tafel VIII, Fig. 8a, abgebildete Keilstellung, welche sich an den auf den Pfeilern zurückgebliebenen Trümmern vorfindet, angebracht worden.

Digitized by Google

wurde es für ausreichend gehalten, dieselben durch auf die Köpfe von je drei Säulen gelegte A-förmig angeordnete, kurze Träger in zwei Gruppen zu trennen, so dass jede derselben für sich ein Auflager der Hauptträger unterstützte. Es ist bemerkenswerth, dass über die constructive Durchführung der Lagerung der Hauptträger auf den Säulenköpfen, resp. auf den durch die soeben erwähnten Träger gebildeten Plattformen, selbst den englischen Blättern Genaueres nicht bekannt ist, wiewol dieselben keineswegs verabsäumen, diesen Punkt zu erwähnen. „The Engineer“ bringt die in Fig. 10 und 11 dargestellte Skizze über die Ausführung der beweglichen Anflager auf den Pfeilern No. 5 und No. 9 (vergl. die Grundriss-Disposition der eingestürzten Oeffnungen auf Taf. VIII). Es will fraglich erscheinen, ob jedes Brückenende nur durch 2 Rollen unterstützt war. Gegen Seitenbewegung waren die losen Enden jedenfalls nur durch die Bande dieser Gleitrollen gesichert, da unsere beiden Quellen dies als schwache Punkte hervorheben und besonders betonen, dass diese Brückenenden durch Bolzen nicht niedergehalten wurden.

Die Hauptträger selbst sind, wie zu Anfang erwähnt wurde, Fachwerkträger mit parallelen Gurtungen, gekreuzten Diagonalen und ohne Verticalen; dieselben lagen in 4,5m Entfernung von einander. Sie sollen continuirlich gewesen sein, und zwar sollen der erste Brückenkörper über 5 Oeffnungen und die beiden folgenden über je 4 Oeffnungen gestreckt gewesen sein. Demnach würden (vergl. die Grundriss-Disposition, Taf. VIII) die Pfeiler: Südende, No. 5, No. 9 und Nordende die jedesmaligen Endpfeiler sein. Diese Pfeiler haben also, wie aus Obigem hervorgeht, mit den Brückenkörpern nur einen sehr lockeren Zusammenhang gehabt; die Mittelpfeiler sind, wie behauptet wird, fest mit den Brückenträgern verbunden gewesen.

Mit der Continuität der Brückenkörper scheint es nun folgende Bewandtnise zu haben. Zunächst geht aus keinem Berichte klar und deutlich hervor, dass die Brückenkörper in dem Sinne als continuirlich aufgefasst werden können, in dem man sonst die Continuität versteht, ob nämlich die Spannungen der Einzelglieder berechnet worden sind als dem continuirlichen Träger angehörend oder nicht. Wir haben Ursache anzunehmen, dass dies nicht der Fall sei; denn einmal wurde die Probebelastung der Brücke, wenn auch an sich mit einem für Brücken über nur eine Oeffnung verhältnissmässig schweren Zuge, so doch scheinbar nicht in der Ordnung vorgenommen, dass in einem continuirlichen Träger die Maximal-Inanspruchnahme erzeugt wurde. Wir haben keine Ursache anzunehmen, dass der die Probebelastung leitende Vertreter des Board of Trade, General-Major Hutchinson, diesen Punkt übersehen haben würde; ausserdem scheint die Art und Weise der Montage darzuthun, dass eine eigentliche Continuität nicht vorhanden sein konnte. Die Träger wurden nämlich, ähnlich wie diejenigen zwischen den Steinpfeilern am Südende, durch hydraulische Pressen absatzweise gehoben und die eisernen Pfeiler gleichfalls in denselben Absätzen unterbaut, so dass voraussetzen ist, dass die Verbindung (Continuität) zwischen den einzelnen Brückenkörpern erst nach der Hebung hergestellt wurde. War dies der Fall, und wollte man die Wirkung der Continuität demnach erzielen, so mussten selbstverständlich nach dem Zusammennieten der Verbindungslaschen die relativen Höhen der Anflager der Brücken verändert werden.

Wir sagten im Anfange, dass die 5m breite, aus 80mm starken Bohlen gebildete und zum Schutz gegen Nässe und Feuer mit einer Asphaltschicht belegte Fahrbahn direct an die untere Gurtung angreife; wir müssen auch hier constatiren, dass ein zuverlässiges Material nicht vorliegt. Es scheint aber, dass die Querträger die einzelnen Felder der unteren Gurtung auf Biegung beanspruchen, weil von Schienen- und Schwellenträgern nirgends die Rede, und weil unmöglich die Langschwellen von $430 \times 360^{mm}$, auf welche die Fahr- und Führungsschienen gelagert sind, eine freitragende Länge von 4,15m, d. i. die halbe Knotenpunktsentfernung, haben können. Die Horizontalvergitterung der Brückenkörper scheint eine genügende gewesen zu sein. Die Endportale über den Pfeilern erscheinen, abgesehen von dem Eindrucke, den die Lagerung in den Rollenauflagern, Taf. VIII, Fig. 10 und 11, an sich macht, etwas schwächlich. Von den Querschnitten der Constructionstheile sind wir nur im Stande, den hier skizzirten Querschnitt (Holzschn. Fig. 1) der unteren und der oberen Gurtung zu

Fig. 1

geben, welche untereinander gleich sind. Detailconstructionen der Anschlüsse der Diagonalen sind gar nicht veröffentlicht, so dass eine genaue Verfolgung der Einzelverhältnisse zur Zeit unmöglich ist.*) Aus den Resultaten der Probebelastung ergiebt sich aber, wenn alle Daten zuverlässig sind, dass die Träger sich vollkommen gut verhalten haben; sie zeigten unter einer Belastung von etwa 4,4t pro laufenden Meter eine elastische Durchbiegung von 30 bis 45mm und keine bleibende Durchbiegung.

Den jetzigen Zustand der eingestürzten Brücke wollen wir nach einer detaillirten Aufnahme des „Engineering“ in kurzen Worten schildern, weil er einiges Licht auf die muthmaassliche Reihenfolge des Einsturzes und auf die Wirkungsweise der denselben veranlassenden Kräfte wirft und weil durch denselben das Vorbesprochene bestätigt wird. Wir verweisen zur Erleichterung des Verständnisses auf die auf Taf. VIII gegebene Grundries-Disposition der zerstörten Oeffnungen und fügen, wo dies erforderlich, noch einige Skizzen hinzu.

Am südlichen Endpfeiler sind die Säulen nur wenig verletzt. Die Diagonalen der oberen Säulenetagen und zwei Horizontalverbindungen (Fig. 7 und 8) sind losgerissen, weil die gusseisernen Anschlusslappen ausbrachen. Sämmtliche Rundeisen-Diagonalen zwischen den vier inneren Säulen sind abgerissen, weil die Flantschen der Anschluse-Gussstücke (Fig. 9) zerstört wurden. Die Führungsschienen sind nach Osten hin umgebogen.

Auf Pfeiler No. 1 (Holzschn. Fig. 2) stehen noch zwei Säulenetagen mit ihren Sockeln und Horizontalbändern. Die

Fig. 2

Köpfe der östlichen *a* und südöstlichen *b* Säulen sind angebrochen. An der Nordfläche 1 und Südfläche 4 sind alle Zugdiagonalen zerstört. Die Ostsäule *a* ist am Fusse, nach Südwest zu, gebrochen. Im Felde 5 steht noch eine Zugdiagonale; alle anderen daselbst sind zerstört. An den drei übrigen Flächen 2, 3 und 6 sind mit Ausnahme einer einzigen alle Zugdiagonalen erhalten. Hieraus ergiebt sich also mit

*) Wenn es überhaupt zulässig ist, aus den veröffentlichten Bildern — zum Theil sind dieselben wol nach photographischen Aufnahmen geschnitten — Schlüsse zu ziehen, so dürfen wir erwarten, nach Veröffentlichung der genauen Zeichnungen auch in den Constructionsmethoden für die Details der Hauptträger erhebliche Abweichungen von den hier zu Lande herrschenden Anschauungen zu finden.



Digitized by Google

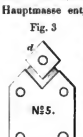
grosser Wahrscheinlichkeit, dass das Hauptbruchmoment in der durch den eingezeichneten Pfeil angedeuteten Richtung wirkte.

Auf Pfeiler No. 2 sind die sechs Sockel mit einigen Resten von den Säulen an der östlichen Seite noch vorhanden, alles Uebrige ist verschwunden; Bruchtheile von drei Säulen liegen auf dem Pfeiler.

Auf Pfeiler No. 3 steht noch eine Säulenetage, aber die Köpfe dieser Säulenreste sind abgebrochen. Das Steinwerk hat nicht gelitten.

Die Sockel auf Pfeiler No. 4 mit daranhängenden Säulenresten sind vorhanden; letztere neigen sich nach der Westseite. Dies scheint anzudeuten, dass der erste Anbruch in einiger Höhe über dem Manerwerke stattfand und dass infolge davon die unteren Säulenreste in die, der Fallrichtung der Hauptmasse entgegengesetzte Richtung gedrängt worden sind.

Fig. 3




Bei Pfeiler No. 5 finden wir, dass das Manerwerk gelitten hat; er war, wie früher erwähnt, ein Endpfeiler der continuirlichen Träger. Die beiden oberen Ecksteine an der Westseite *d* (Holzschn. Fig. 3) sind verschoben, alle anderen sind fest. Die Ankerbolzen fassen (wie jetzt constatirt worden ist, bei allen Pfeilern) nur die beiden oberen Steinlagen. Die verschobenen Steine hängen mit der Säulenbasis noch zusammen, aber die Säule selbst ist angebrochen. Die ganze erste Säulenetage liegt geneigt auf dem Pfeiler.

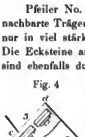
Auf Pfeiler No. 6 sind alle Sockel vorhanden, aber die Säulenflantschen gebrochen. Es wird ausdrücklich bemerkt, dass der Cement, mit dem die Säulen gefüllt waren, hart wie Stein gewesen ist.

Die Sockelplatten auf Pfeiler No. 7 sind erhalten, aber einige der Säulen durch die Flantschen gebrochen. Fünf Säulen liegen auf dem Pfeiler.

Bei Pfeiler No. 8 sind Steine und Sockel erhalten und die erste Säulenetage hängt über dem Pfeiler.

Pfeiler No. 9 ist wiederum ein Endpfeiler für zwei benachbarte Trägergruppen; bei ihm sind, wie auf Pfeiler No. 5, nur in viel stärkerem Maasse, die Granitplatten beschädigt. Die Ecksteine an der westlichen Seite 3 (Holzschn. Fig. 4) sind ebenfalls durch die Säulen aus ihren Bettungen gehoben,

Fig. 4




befinden sich aber in umgekantetem Zustande auf dem Pfeiler mit den noch daran hängenden Säulenstumpfen *c* und *d*. Die Steine an der südlichen Seite 5 sind gleichfalls beschädigt. Die die oberen beiden Steinlagen zusammenhaltenden Dübelholzen gehen nicht ganz bindurch und der Zusammenhang mit den beiden unteren Lagen ist einzig durch den Cement bewirkt. Die Anker, mit denen die Säulensockel befestigt waren, sind in nicht einem Falle beschädigt worden; sie sind entweder noch auf den Pfeilern vorhanden oder mit den fehlenden Steinen verschwunden. Auch bei diesem Pfeiler muss unverkennbar die Bruchrichtung eine Componente nach der Längenachse der Brücke gehabt haben.

Auf Pfeiler No. 10 ist das Steinwerk nur sehr wenig zerstört; an der Westecke sind Risse, welche aber nicht ganz durchgehen. Alle Säulensockel sind vorhanden und an jedem derselben hängt noch ein Stück von der westlichen Seite der betreffenden Säulenflantschen. Von diesen Resten enthalten einige zwei, andere nur ein Bolzenloch, wobei die Bruchflächen durch die benachbarten Löcher gehen. Auf der Basis der Südwestseite steht noch ein Säulenstumpf, welcher an der Westseite 75$^{mm}$, an der Ostseite aber 230$^{mm}$ hoch ist. Drei Säulenlängen liegen auf dem Pfeiler, in östlicher Richtung umgekantet. Die Bruchrichtung wird hiernach sehr wahrscheinlich eine ähnliche gewesen sein, wie bei Pfeiler No. 1 und 9.

Die ärgste Zerstörung im Steinwerke hat der Pfeiler No. 11 erfahren. Die Hauptzerstörung hat an der Südwestseite 3 (Holzschn. Fig. 5) stattgefunden; es fehlen zwei Steinlagen. Die Nordseite 1 hat gar nicht, die Ostecke *a* nur wenig gelitten. Die wahrscheinliche Bruchrichtung ist durch den Pfeil angegeben.

Der obere Stein von 1,$^{3}$ Seite, an der Westecke *d* (Holzschn. Fig. 6) des Pfeilers No. 12 ist fort und der darunter befindliche Stein von 1,$^{8}$ × 1,$^{8}$ × 0,$^{4}$ ist durch die Bolzenlöcher gebrochen. Aus der Lage von vier Säulenresten auf dem Pfeiler kann man schliessen, dass das Ueberkanten der Construction zuerst nach Osten stattgefunden habe, aber im Fallen in eine westliche Richtung zurückgegangen sei.

Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

Eine ganz beträchtlich grössere Zerstörung als am Südende hat der Pfeiler am Nordende erlitten. Der Pfeiler hatte fünf Säulenetagen. An der Südfläche 4 (Holzschn. Fig. 7) sind alle Diagonalen und Horizontalbänder fort, mit Ausnahme des untersten Horizontalbandes; einige von diesen Stücken sind durch fallende Theile beschädigt. Nur vier von den gedrückten Diagonalen hängen noch, alle Zugdiagonalen und ihre gusseisernen Befestigungslappen sind fort. An der Nordseite 1 sind alle Streben und Horizontalverbindungen unberührt geblieben, aber alle, ausgenommen die untersten Zugdiagonalen sind infolge des Bruches der Gusslappen zerstört. Die Südostfläche 5 hat in der obersten Etage noch beide Diagonalen, diejenigen der beiden nächsten Etagen hängen, die nächste Horizontalverbindung und beide Diagonalen sind fort und die unterste Zugdiagonale hängt. Die Nordwest-, Südwest- und Nordost-Flächen haben alle ihre Diagonalen und Horizontalen mit Ausnahme der zweiten oberen Zugdiagonale im Nordostfelde. Die Befestigung der Horizontalbänder aus Rundeisen zwischen den vier mittleren Säulen ist die auf Taf. VIII, Fig. 9, gegebene. „Engineering" sagt mit Bezug hierauf: „The cast-iron attachment of these ties seems to have been an afterthought, it is at least not a very well planed attachment." Man ersieht aus dem hier zur Sprache Gekommenen klar, welchen Werth man den Vergitterungen zwischen den Säulen allenfalls beimessen darf. Bei allen Pfeilern, auf welchen Reste von Diagonalverstrebungen noch vorhanden sind, wird man finden, dass dieselben in den in den Holzschnitten gleichnamig benannten Flächen 1, 4 und 5 den Dienst versagten, während sie in den übrigen Feldern zum grössten Theile erhalten blieben. Die Ostsäule *a* ist rundherum von Norden durch Osten nach Nordwesten gerissen, und die Bolzen des gebrochenen Theiles der Nordostsäule *f* sind von Norden durch Westen nach Osten gebrochen; die südlichen Bolzen dieser Flantschen sind in den

Digitized by Google

Verbindungspunkten der Flantsehen mit dem Sockel abgescheert; der südwestliche Bolzen ist 13$^{mm}$ von der Oberkante des Säulenflantsches abgerissen. Die beiden Steine unter der Westsäule sind verschoben und die 25$^{mm}$ dicken Cementfugen zerstört. Die Südwestsäule hat nur die Lappen für die Diagonalen verloren. Die Südostsäule *b* ist am Fusse von Nordost durch Ost nach West gebrochen und die ganze Säule um 10$^{mm}$ nach Ost verschoben. Bei der zweiten Säulenetage ist am Kopfe eine andere Befestigung vorgesehen; an jeder Säule sind nämlich die Lappen für die Horizontalbänder nach abwärts als Rippen von 915$^{mm}$ Länge fortgesetzt und mit 8 Löchern versehen, aber scheinbar ist keines davon gebraucht worden. Die Zerstörungen an diesem Pfeiler bestärken in hohem Grade die Wahrscheinlichkeit, dass ein nicht unbedeutender Schub in der Richtung der Brückenachse stattgefunden haben muss, wie aus den beigegebenen Skizzen klar ersichtlich ist.

Aus dem vorher Geschilderten geht so viel klar hervor, dass die eisernen Pfeiler an sich zu schwach construirt gewesen sind, da dieselben anderenfalls bei der angewendeten Verankerung der Säulen mindestens die obere Steinlage auf allen Pfeilern hätten mitnehmen müssen. Aus diesem Grunde werden wir in erster Linie die Stabilität der Pfeiler zu untersuchen haben.

Setzen wir zunächst voraus, dass der eiserne Pfeiler in sich selbst derartig stark construirt gewesen sei, dass er im Stande war, die ihm widerfahrende Beanspruchung durch alle Glieder auf das Mauerwerk zu übertragen, so kommen bei der unvollkommenen Verankerung der Säulen mit dem letzteren nur das Gewicht des eisernen Pfeilers selbst, das des Brückenkörpers und des darauf befindlichen Zuges als dem Winddrucke widerstehende Kräfte in Betracht.

Das Gesammtgewicht einer Brückenöffnung wird angegeben zu . . . . . 190$^t$
Dazu kommt für: Belag, Asphalt, Fahr- und Führungsschienen, Schwellen, Kleineisenzeug, Geländer etc. . . . . 40$^t$
so dass das Gesammt-Gewicht einer Oeffnung 230$^t$.

Das Gewicht des verunglückten Zuges (Locomotive, Tender und 7 Wagen) hat höchstens 150$^t$ betragen.

Ein eiserner Pfeiler wiegt etwa 90$^t$.

Die dem Winde ausgesetzt gewesene Oberfläche beider Hauptträger enthält:*)

in den Gurtungen = $2 \times 2 \times 75^m \times 0{,}4^m$ = 120$^{qm}$
in den Diagonalen**) = $2 \times 2 \times 9 \times 12^m \times 0{,}3^m$ = 130$^{qm}$
Dazu kommt die Vertiealprojection der Fahrbahn, plus der Reibung des Windes auf der Fahrbahntafel von 5$^m$ Breite, entsprechend einer normal vom Winde getroffenen Fläche von $1^m \times 75^m$ = rund 70$^{qm}$
desgleichen vom oberen Horizontalverbande mit $0{,}25^m \times 75^m$ = rund . . . . . 20$^{qm}$
mithin zusammen . . . . . 340$^{qm}$.

*) Unzulässig würde die Annahme sein, der Wind hätte nur die Fläche des ersten Hauptträgers getroffen und diese den dahinter liegenden Träger derartig geschützt, dass der Wind auf diesen eine nennenswerth geringere Wirkung hätte ausüben können.

Fig. 8

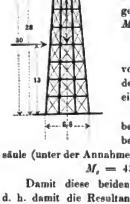
**) Die Zugdiagonalen bestanden aus Doppelstäben, die Druckdiagonalen aus gleichen Stäben, die aber ausserdem, wie Holzschn. Fig. 8 zeigt, noch durch eine Platte verbunden waren.

Ferner kommt hinzu:

Die Oberfläche des Zuges mit mindestens $60^m \times 2{,}5^m = 150^{qm}$; hiervon entfallen auf einen Pfeiler, wenn die Mitte des Zuges über demselben angenommen wird*), rund $0{,}75 \times 150^{qm}$ = . . . . . 110$^{qm}$.

Ein Pfeiler bietet dem Winde in seinen sechs Säulen und in der Vergitterung eine Oberfläche von $6 \times 0{,}45^m \times 26^m$ = rund . . . . . 70$^{qm}$.

Fig. 9




Bezeichnet *p* den Winddruck pro Quadratmeter, so ist das Moment des Winddruckes auf Brücke, Zug und Pfeiler bei Zugrundelegung der in nebenstehender Skizze (Holzschn. Fig. 9) gegebenen Verhältnisse:

$M_w = p\,(340 \times 30 + 110 \times 28 + 70 \times 13) = 14200\,p.$

Aus den Gewichten:

von 2 halben Oeffnungen . . 230$^t$
des Zuges . . . . . 110$^t$
eines Pfeilers . . . . . 90$^t$
Gesammtgewicht . 430$^t$

berechnet sich das Stabilitäts-Moment, bezogen auf den Fusspunkt der Ostsäule (unter der Annahme, dass ein reiner Westwind herrschte):

$M_s = 430 \times 3{,}3 = 1420^{mt}.$

Damit diese beiden Momente einander gleich werden, d. h. damit die Resultante durch den Fusspunkt der letzten Säule gehe, hätte der Winddruck

$p = \frac{1420}{14200} = 100^{kg}$ pro Quadratmeter betragen müssen.

Unter dieser Annahme erlitt, vorausgesetzt dass die Verstrebungen zwischen den Säulen im Stande waren diesen Druck vollkommen zu übertragen, die Ostsäule einen Gesammtdruck von 430$^t$, mithin pro Quadrateentimeter Querschnitt:

$k = \frac{430000}{425} =$ rund $1000^{kg}$,

wobei der Druck auf den Quadratcentimeter der Cementfuge:

$k = \frac{430000}{122 \times 122} =$ rund $30^{kg}$ wird.

Würde man, wie bei uns üblich, den Winddruck pro Quadratmeter mit 150$^{kg}$ einführen, so hätten die Anker jeder Säule eine Mauerwerksmasse fassen müssen von:

$Q = \frac{150 \times 14200}{6{,}4 + 2\,(4{,}6 + 1{,}3)} = \frac{710000}{20} = 36000^{kg}.$

Unter diesen Umständen wäre aber die Beanspruchung in der Ostsäule nun

$k = \frac{5 \times 36000}{425} = 420^{kg}$ pro Quadratcentimeter,

diejenige der Cementfuge um

$k = \frac{5 \times 36000}{122 \times 122} = 12^{kg}$ pro Quadratcentimeter

gewachsen.

Man sieht aus diesen Werthen, dass die bei uns gebräuchlichen Spannungen bedeutend überschritten wurden.

Bei einer so elastischen und leichten Pfeilerconstruction hätte übrigens auch das Arbeitsmoment der bewegten Masse wol berücksichtigt werden müssen, da die Schwankungen der

*) Eine Annahme, die ungefähr zutreffend sein wird, da ein Theil des verunglückten Zuges — Locomotive, Tender und drei Wagen — sich innerhalb der Hauptträger der Oeffnung zwischen Pfeiler No. 4 u. 5 liegend vorgefunden hat. (Vergl. die Grundriss-Disposition, Taf. VIII.)



Digitized by Google

Brücke und der Pfeiler unter der Wirkung des Windes nicht unbedeutende sind.

Tritt der Winddruck stossweise auf, so kann die Beanspruchung des Pfeilers sogar die doppelte werden von derjenigen, welche er bei allmälig zunehmendem Winddrucke erfahren würde.

Da der Wind zur Zeit des Einsturzes aus Südwest geblasen hat, so hat, was ja auch durch die Zerstörungen an den Pfeilern ohne Weiteres klar ist, ein bedeutender Schub in der Längenrichtung der Brücke stattgefunden. Das widerstehende Moment der Pfeiler ist aber in dieser Richtung an sich schon ein sehr viel geringeres und dazu kommt noch die Art und Weise der Befestigung der Hauptträger auf den Pfeilerköpfen. Die Endpfeiler No. 5 und 9 hatten, wie wir gesehen, Rollenauflager und konnten daher dem Längenschube keinen nennenswerthen Widerhalt bieten. Die Mittelpfeiler waren jeder mit dem Brückenkörper verschraubt, so dass die gesammte Temperaturausdehnung durch das Pendeln der Pfeiler um ihre Basis ausgeglichen werden musste, was eine entsprechende, in den einzelnen Pfeilern entgegengesetzte Beanspruchung des Materials hervorrief. Man kann daher streng genommen nicht den Längenschub als auf die Mittelpfeiler gleichmässig vertheilt annehmen.

Die Beanspruchung der Pfeiler durch einen in der Richtung der Längsachse wirkenden Wind würde sich etwa wie folgt ermitteln.

Das Stabilitätsmoment wird unter Zugrundelegung der vorhin ermittelten Gewichte und der auf Tafel VIII gegebenen Abmessungen:

$$M_r = 430 \times 1{,}8 = 820^{tm}.$$

Die dem Winde ausgesetzten Flächen ermitteln sich etwa zu

1) oberer und unterer Querverband
$2 \times 9 \times 0{,}4\,(8{,}2 + 4{,}1 \times 2) = 130^{qm}$
2) Oberfläche der Gurtungen und Diagonalen mit etwa $500^{qm}$, für welche als Aequivalent der Flächenreibung $^1/_{10}$ angenommen wird . . . = $50^{qm}$
mithin zusammen $180^{qm}$,

wofür, da beide Endpfeiler keine Kraft übertragen können, günstigsten Falls zu setzen sein würde $180 \times {}^4/_3$ . . . . . = $240^{qm}$,
am Hebelsarme von etwa $30^m$ wirkend, ergiebt ein Moment von . . . . . 7200.

Dazu kommt:
Oberfläche der Pfeiler, wie früher $70 \times 13$ = 910
mithin zusammen 8110.

Zieht man von dem oben ermittelten Stabilitätsmomente ab das Moment, welches durch Bremsung des Zuges auf den Pfeiler wirkt, und welches mindestens auf $3^t$ am Hebelsarm $27^m$ wirkend = rund $80^{tm}$ anzunehmen ist, so vermindert sich das Stabilitätsmoment auf:

$$820 - 80 = 740^{tm},$$

es wird sich mithin ein Winddruck

$$p = \frac{740000}{8110} = \text{rund } 90^{kg} \text{ pro Quadratmeter}$$

als äusserst zulässige Grenze ergeben.

Ein schwerer Zug, der Einfluss der Schwankungen, die ungleiche Betheiligung der drei einzelnen Pfeiler an der Aufnahme des Momentes, vermindern den zulässigen Winddruck in der Längenrichtung der Brücke noch weit unter obigen bescheidenen Werth von $90^{kg}$ pro Quadratmeter.

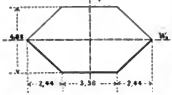
Aber auch die Basis des Pfeilermauerwerkes hätte keine genügende Sicherheit geboten.

Die Grundfläche des Pfeilers enthält $28{,}3^{qm}$; der Pfeiler-Inhalt ist bei $12{,}6^m$ Höhe

$$28{,}3 \times 12{,}6 = 356^{cbm},$$

mithin das Gewicht = $600^t$.

Fig. 10




Die Widerstandsmomente des beistehend gezeichneten Querschnittes (Holzschn. Fig. 10) sind:

$W_1 = 23{,}1^{m^3}$
$W_2 = 18{,}9^{m^3}$.

Oben hatte sich ein Angriffsmoment des Winddruckes, bezogen auf die Oberkante des Mauerwerkes von $14\,200\ p$ ergeben, entsprechend $520p$ wirkend am mittleren Hebelsarme von $27{,}3^m$; letzterer vergrössert sich bis zur Pfeilerbasis auf $40^m$, das Moment mithin auf:

$$M_w = 520 \times 40 = 20\,800\ p.$$

Das Gewicht von Brücke, Zug und Pfeiler

$$430 + 600 = 1030^t$$

giebt, gleichförmig über den Querschnitt des Pfeilers vertheilt, eine Beanspruchung von:

$35^t$ pro Quadratmeter.

Jenes Moment ergiebt:

$$k = \frac{M}{W_1} = \frac{20800\ p}{23{,}1} = 900\ p.$$

Setzt man nun $p = 100^{kg} = 0{,}1^t$ pro Quadratmeter, so resultirt eine specifische Beanspruchung an der Pfeilerbasis von

$90 + 35 = 125^t$ pro Quadratmeter auf Druck und
$90 - 35 = 55^t$ pro Quadratmeter auf Zug,

wobei die Wirkungen der Strömung und eventuell diejenigen des Auftriebes des Wassers unberücksichtigt blieben*).

Fast die gleichen Beanspruchungen des Pfeilermauerwerkes ergeben sich für ein in der Längenrichtung der Brücke wirkendes Moment.

Zum Schluss mögen hier noch einige, in englischen wie deutschen Kreisen aufgestellten Anschauungen über die Ursache des Einsturzes kurz besprochen werden.

Ein Theil dieser Anschauungen geht von der Grundlage aus, dass der Zug während der Fahrt entgleiste, entweder infolge des Nachgebens einer Schiene oder infolge von durch den Wind umgeworfenen Wagen; durch diese Entgleisung sollen dann die Hauptträger gelitten haben und dadurch der Einsturz der Brücke verursacht sein. Alle diese Annahmen würden vielleicht hinreichen, um den Einsturz einer Oeffnung, oder höchstens einer Gruppe continuirlich zusammengebauter Brückenkörper zu erklären, auf denen der Zug sich gerade befand, nicht aber die Zerstörung sämmtlicher 13 grossen Oeffnungen, einschliesslich der 12 Pfeiler. Auch ist es unwahrscheinlich, dass der Zug, der wenige Secunden vorher ungefährdet die benachbarten kürzeren Oeffnungen frei über deren obere Gurtungen passirt hatte, innerhalb der einigermaassen schützenden Trägerwände der grösseren Oeffnungen umgeworfen werden konnte.

Das zuerst Gesagte gilt auch von der Voraussetzung, dass die Gurtungen oder Verstrebungen der Hauptträger neben dem Gewichte des Zuges nicht noch die durch den Winddruck erzeugten Beanspruchungen aufzunehmen vermocht hätten. Ausserdem muss noch bemerkt werden, dass nach Verhältniss der Gewichte des verunglückten Zuges gegen diejenigen der

*) Obige Beanspruchung des Betons muss als eine zu hohe bezeichnet werden. Die scheinbar aus Sparsamkeitsrücksichten gewählte Pfeilerform ist keine rationelle.

Digitized by Google

Belastung bei der Probefahrt, soweit dies aus den mangelhaften Veröffentlichungen der Querschnittsdimensionen abgeleitet werden kann, die Beanspruchungen in den Gurtungen sich bei der letzteren auf etwa 1050$^{kg}$ pro Quadrateentimeter, gegen etwa 700$^{kg}$ pro Quadratcentimeter durch den vernagelückten Zug, berechnen werden.

Ein Umkanten eines Ueberbaues hätte, bei 340$^{qm}$ Fläche und 4$^{m}$ mittlerem Hebelsarm einerseits, bei 230$^{t}$ Eigengewicht und 4,5$^{m}$ Breite andererseits, erst bei

$$p = \frac{230 \times \frac{1}{2} \times 4{,}5}{340 \times 4} = 0{,}38^{t} = 380^{kg} \text{ pro Quadratmeter}$$

Winddruck eintreten können. Dagegen genügen nach vorausgehender Rechnung 100$^{kg}$, um die ganze Brücke sammt den Pfeilern umzuwerfen; wobei es noch fast gleichgültig ist, ob sich der Zug über dem Pfeiler befand oder nicht, da:

$M_x = 0{,}4^{t} \times 110^{qm} \times 28^{m} = 308^{mt}$ und
$M_z = 110^{t} \times 3{,}3^{m} = 360^{mt}$ wird.

Die Beanspruchung der Verstrebungen in der untersten Etage des Pfeilers berechnet sich aus der Transversalkraft:

$$520\, p = 4 D_1 \times \frac{1{,}5}{3{,}9} + 2 D_2 \times \frac{3}{4{,}5},$$

wobei im günstigsten Falle $D_1 = D_2 = D$; dann wird:

$$D_2 = \frac{520}{4 \times \frac{1{,}5}{3{,}9} + 2 \times \frac{3}{4{,}5}} \times p = 180\, p.$$

Bei einem Winddrucke von 100$^{kg}$ pro Quadratmeter würde mithin die einzelne Diagonale eine Beanspruchung von 18000$^{kg}$ bei einem Querschnitte von 11,2$^{qcm}$ erfahren haben.

Indem wir hiermit unsere Mittheilungen zum Abschluss bringen, behalten wir uns vor, vielleicht später, wenn das vollständige Material vorliegen wird, auf die Detailconstructionen der Hauptträger näher einzugehen. M.

# Referate.

## Landwirthschaftliche Maschinen.

**Leistung der Göpeldreschmaschinen.** Ueber neuere Göpeldreschmaschinen, die in vielen tausend Exemplaren in kleineren Wirthschaften verbreitet sind, gab es bis jetzt keine vergleichenden Kraftmessungen, was um so bedauerlicher war, als sich neben den Schlagleistendreschmaschinen die Stiftendreschmaschinen ihres leichten Ganges wegen immer mehr einbürgerten, ohne dass man in der Lage war, auch nur annähernd die dabei erzielte Arbeitsersparniss in Zahlen anzugeben.

Im Jahre 1878 fand nun in Svendborg in Dänemark eine Göpeldreschmaschinen-Concurrenz statt, bei welcher die schon längst vermissten Messungen mit so grosser Sorgfalt ausgeführt wurden, dass ihre Resultate auch in Deutschland bekannt zu werden verdienen.

Im Nachstehenden werden deswegen in gedrängter Bearbeitung, auf Metermass und Pferdestärken umgerechnet, die hauptsächlichsten Resultate der erwähnten Concurrenz mitgetheilt, die einem Artikel: „Beretning om Arbejdsproven med Hestegange, Toreske-, Kaste-, Rense-, Korne- og Sorter-Maskiner ved den 14de danske Landmandsforsamling. Af Forpagter Bokelman og Docent Borch" im Jahrgang 1879 der „Tidskrift for Landökonomi" entnommen sind.

Zur Prüfung waren 13 Göpel, 16 Göpeldreschmaschinen und 3 Handdreschmaschinen eingesandt worden; die letzteren konnte man aber wegen Mangel an geeigneten Kraftmessern nicht prüfen.

Bei der Prüfung der Göpel wurden jedesmal Menschen an die an dem Göpel angebrachten Zugkraftmesser gespannt, und es wurde während der Bewegung auf der zur Dreschmaschine führenden Welle gebremst. Man arbeitete mit der zum Dreschen erforderlichen Geschwindigkeit und mit verschiedenen Kräften, wobei sich bei den stärksten und am besten ausgeführten Göpeln zeigte, dass der Wirkungsgrad mit wachsender Kraft grösser wurde, weil die zum Leergang erforderliche Kraft constant ist, die bei der Arbeit entstehende Reibung aber der übertragenen Kraft ziemlich proportional bleibt.

Bei einzelnen weniger guten Göpeln blieb der Wirkungsgrad beinahe constant, und wieder bei anderen, zu leicht gebauten, einstand mit zunehmender Kraft ein so starkes Zittern, dass der Wirkungsgrad immer mehr abnahm; so betrug er z. B. bei einem zweispännigen Göpel 0,78 bei halber und nur 0,71 bei ganzer Zugkraft.

Bei normaler Zugkraft und Geschwindigkeit waren die Wirkungsgrade bei 19—84 facher Uebersetzung = 0,66—0,82 oder im Mittel = 0,74. Wie gross der Einfluss guter Ausführung ist, kann man daran sehen, dass ein Göpel bei 18facher Uebersetzung einen Wirkungsgrad = 0,82, ein zweiter bei 36facher Uebersetzung = 0,80 und ein dritter bei 70facher Uebersetzung auch = 0,80 zeigte.

Bei der Prüfung der Dreschmaschinen wurden auch Menschen an die Zugkraftmesser der Göpel gespannt, wodurch man ruhigeren Gang, aber auch etwas höhere Leistungen erzielte, als wenn man bei derselben Zugkraft am Göpel mit Pferden gearbeitet hätte.

Die folgende Tabelle giebt für normale Geschwindigkeit die zum Leergange erforderlichen Pferdestärken (am Göpel wirkend) für die verschiedenen Arten von Dreschmaschinen. Es sind dabei die Pferdestärken sowohl für die ganze Maschine wie für jedes an den Göpel zu spannende Zugthier angegeben.

**Tabelle**

über die zum Leergange von Dreschmaschinen erforderliche Betriebskraft.

| Art der Dreschmaschine | Trommelbreite cm | Dreschmaschine mit: Strohschüttler — Pferdest. im Ganzen | Strohschüttler — Pferdest. pro Zugthier | Strohschüttler und Ueberkehrsieb — Pferdest. im Ganzen | Strohschüttler und Ueberkehrsieb — Pferdest. pro Zugthier | vollständiger Reinigungsvorrichtung — Pferdest. im Ganzen | vollständiger Reinigungsvorrichtung — Pferdest. pro Zugthier | Anzahl der Maschinen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Stiftendreschmaschinen | 47—67 | 0,42 | 0,21 | 0,65 | 0,32 | 0,81 | 0,27 | 1 + 1 + 1 = 3 |
| Schlagleisten-Langdreschmaschinen | 47—81 | 0,42—0,78 (0,6) | 0,25—0,39 (0,27) | — | — | 1,6—3,5 (2,13) | 0,41—0,58 (0,5) | 4 + 0 + 4 = 8 |
| Schlagleisten-Breitdreschmaschinen | 135 | — | — | — | — | 1,54 | 0,39 | 1 |

Die eingeklammerten Zahlen sind Mittelwerthe.

Digitized by Google

Um zu untersuchen, wie gross die Arbeit zum Betriebe einzelner Vorrichtungen an den zusammengesetzteren Maschinen ist, machte man einige darauf bezügliche Kraftmessungen und fand bei einer Maschine von 47 cm Breite mit 3,3 m langen Schüttlern, dass bei 1,37 m Pferdegeschwindigkeit 0,118 Pferdest. (= 8 pCt. der ganzen Kraft) zum Leergang derselben erforderlich waren. In Arbeit erforderten dieselben bei 0,9 m Pferdegeschwindigkeit nur 0,05 Pferdest. (= 2 pCt. der ganzen Kraft) zum Betriebe. Die Umdrehungszahlen der Strohschüttlerwelle waren dabei wahrscheinlich 186 und 123 pro Minute.

Bei einer anderen, 75 cm breiten, vierspännigen Dreschmaschine mit Reinigungsvorrichtung war die Arbeit am Göpel für den Leergang bei 1,05 m Pferdegeschwindigkeit = 2,11 Pferdest.; liess man bei derselben Geschwindigkeit nur die Dreschtrommel und den geschlossenen Ventilator sich drehen, so erforderte der Leergang 1,02 Pferdest.

Beim Weizendreschen mit eingeschalteten Kraftmessern ergaben sich die Resultate der nachstehenden Tabelle, in welcher die Leistungen pro Pferdestärke und pro Pferdest. Nutzarbeit (Nutzarbeit = Gesammtarbeit minus Arbeit zum Leergange) in der Stunde in Garbengewicht angegeben sind.

## Tabelle

über das von Dreschmaschinen beim Weizendreschen gedroschene Garbengewicht.

| Art der Dreschmaschinen | Trommelumfangsgeschwindigkeit pro Sec. m | Ständlich gedroschenes Garbengewicht in Kilogramm bei Maschinen | | | | | | | | Anzahl der geprüften Maschinen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | ohne Strohschüttler | | mit Strohschüttler | | mit Strohschüttler und Ueberkehrbrieb | | mit vollständiger Reinigungsvorrichtung | | |
| | | pro Pferdest. | pro Pferdest. Nutzarbeit | pro Pferdest. | pro Pferdest. Nutzarbeit | pro Pferdest. | pro Pferdest. Nutzarbeit | pro Pferdest. | pro Pferdest. Nutzarbeit | |
| Stiftendreschmaschinen | 26,3—31,8 (26,0) | 960—1340 (1103) | — | 730 | 1070 | 681 | 1010 | 740 | 1220 | 3+1+1+1 = 6 |
| Schlagleisten-Langdreschmaschinen | 19,8—29,1 (24,6) | 740 | — | 420—558 (524) | 590—771 (721) | — | — | 355—431 (395) | 710—860 (783) | 1 + 4 + 4 = 9 |
| Schlagleisten-Breitdreschmaschinen | 22,3 | — | — | — | — | — | — | 418 | 730 | 1 |

Die eingeklammerten Zahlen sind Mittelwerthe.

Die Untersuchung des Strohes durch Nachschütteln und Nachdreschen zeigte, dass die Geschwindigkeit zum Reindreschen bei Schlagleisten mehr als 20 m betragen muss.

Ferner zeigte ein Versuch mit zwei sonst gleichen Trommeln in derselben Maschine, dass mit glatten Schlagleisten doppelt so viele Körner in den Aehren blieben, wie bei Schlagleisten mit kleinen Rippen.

Bei einem Vergleiche von 10 Schlagleisten- mit 6 Stiftendreschmaschinen zeigte sich, dass erstere 0,34 bis 1,76 pCt. oder im Mittel 1 pCt., letztere aber 0,39 bis 1,37 pCt. oder im Mittel 1,1 pCt. aller Körner in den Aehren liessen.

Weil viele Fabrikanten ihre Dreschtrommeln nicht genau genug ausbalancieren, wurden auch Untersuchungen in dieser Richtung angestellt, welche zeigten, dass bei Trommelgewichten von 14 bis 101 kg das Uebergewicht am Umfange 20 bis 215 g betrug, woraus sich die Centrifugalkraft zu 3,6 bis 200 pCt. oder im Mittel zu 73 pCt. des Trommelgewichtes berechnet.

Der Körnerverlust durch ungenügendes Schütteln des Strohes ergab sich zu 0,06 bis 4,31 pCt. oder im Mittel zu 0,44 pCt. aller Körner. Der Schüttler, für den oben die erforderliche Kraft angegeben ist, arbeitet mit am besten.

Vergleicht man zum Schluss die für Stiften- und Schlagleistendreschmaschinen mitgetheilten Zahlen, so ergiebt sich aus der ersten Tabelle, dass Stiftendreschmaschinen beim Leergange leichter gehen als Schlagleistendreschmaschinen. Die zweite Tabelle zeigt, dass die Leistungen pro Pferdest. Nutzarbeit bei Stiftendreschmaschinen etwa um 50 pCt. grösser waren, als bei Schlagleistendreschmaschinen, während der Reindrusch kaum merklich verschieden war. Die Angaben über den Zustand der Körner, des Strohes u. s. w. sind zu unvollständig mitgetheilt; man kann deshalb aus ihnen auch nicht ersehen, warum die Stiftenmaschinen keinen einzigen ersten Preis erhalten haben; das steht aber fest, dass Stiftendreschmaschinen unbefriedigend arbeiten, sobald man soviel einlegt, dass der Einleger die Halme nicht mehr parallel und in der Bewegungsrichtung der Stifte einlegen kann. Die Amerikaner sind deswegen auch bei ihren grossen, für 6 bis 10 Pferde bestimmten Göpeldreschmaschinen gezwungen, einen besonderen Elevator anzubringen, der fortwährend die abgeschlagenen Aehren und Aehrenstücke hebt, um sie nochmals zu dreschen.

A. W.

## Feuerungsanlagen, Heizung und Ventilation.

### Feuerungsanlagen.

(Schluss von S. 29.)

Ferner sind von Holley in der Maisitzung des American Institute of Mining Engineers („Transactions", Mai 1879) Mittheilungen über einen von Tessié du Motay angegebenen, auf den de Wendel'schen Hütten mit Erfolg betriebenen Gaserzeuger gemacht. Derselbe ist in runder Schachtform mit tief hinabgehendem Fülltrichter und ohne Rost. Dafür sind in der Sohle vier parallele Rinnen, 17,5 cm tief und 15 cm breit, ausgespart, welche sich als Canäle durch Ofenmauer und Mantel nach beiden Seiten hin fortsetzen und dort mit Windkasten geschlossen sind. Nach Oeffnen der letzteren ist es verhältnissmässig leicht, Asche und Schlacken auszuziehen, während die Cokes sich an den oberen Kanten der Canäle halten können und infolge dessen nicht mit herausgezogen werden und verloren gehen. —

Wenden wir uns nun zu den directen Feuerungen und behalten die vorhin beobachtete Gruppirung auch bei diesen im Allgemeinen bei, so haben wir zunächst wieder zwei Oefen zu Zwecken der Vorbereitung für metallurgische Arbeiten zu betrachten.

Der Röstofen für geschwefelte Erze von Brewster, beschrieben im „Eng. and Mining Journ." vom 20. Juli 1878, hat eine kreisförmige, auf Kugeln laufende Sohlplatte mit darauf geschlagenem Herd aus Thon von etwa 4 m Durchm. Die Feuerung liegt an einer Seite des Ofens und von ihr aus sind an verschiedenen Stellen desselben ausmündende Züge abgeleitet. Ueber dem rotirenden Herde steht das feste Gewölbe mit einer Oeffnung im Scheitel, durch welches das mittelst einer Schnecke ständig zugeführte Erz in den Ofen eingebracht wird und auf die Mitte des Herdes fällt. Ueber dem letzteren sind vom festen Ofenmauerwerk ausgehend vier hohle Arme angebracht mit nach unten auslaufenden, gleichfalls hohlen Zähnen, welchen durch ein Gebläse Luft zugeführt wird. Diese Arme vertheilen und wenden das Röstgut, führen ihm die zur Oxydation erforderliche Luft zu und schaffen es nach der am Rande des Herdes angeordneten Austrageöffnung. —

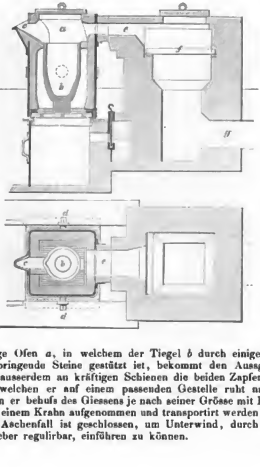
Digitized by Google

Der neueste Stetefeld-Röstofen besteht nach Mittheilung der „Berg- und Hüttenm. Zeitg." 1879, S. 5, aus einem mit Rast und Abzugstrichter versehenen Schachte, an dessen Seiten zwei Feuerungen mit Luftregulirung in den Aschenfallthüren angebracht sind. Den Verbrennungsproducten wird bei ihrem Eintritt in den Ofenschacht der zur Röstung erforderliche Luftüberschuss, welcher vorher über dem Feuergewölbe vorgewärmt wurde, zugeführt. Während die abgerösteten gröberen Erze durch den Abzugstrichter am Fusse des Schachtes entfernt werden, treten die Röstgase und der feine Erzstaub in einen von dem Obertheile des Schachtes schräg abwärts geführten Canal aus. Letzterer ist mit einer Feuerung von gleicher Construction wie die vorbeschriebene ausgerüstet, um den Erzstaub gleichfalls noch nachzurösten. Ofenschacht und Canal sind mit entsprechenden Oeffnungen zum Controliren des Ofenganges und zum Entfernen etwaiger Versetzungen wie zum Reinigen des Canals versehen. Bei seinem weiteren Wege sammelt sich der grössere Theil des gerösteten Staubes in einer mit mehreren Entleerungstrichtern versehenen Kammer, wogegen das ganz Feine, welches von den Röstgasen noch weiter geführt wird, Gelegenheit findet, sich in einem Systeme von Flugstaubkammern abzusetzen. Am Ende der letzteren befindet sich der mit Regulirungsschieber versehene Schornstein. Statt der ersten Kammer mit den Trichtern wird auch bisweilen der Erztrockenofen eingeschaltet.

Die Aufgehevorrichtung besteht aus einem Siebe, über welchem ein System von Schaufeln hin und her bewegt wird. Die Geschwindigkeit des letzteren bedingt die Menge des dem Ofen zugeführten Erzes. —

Um bei der Tiegelschmelzerei von Stahl, Eisen u. s. w. den durch das Herausnehmen der Tiegel aus dem Ofen zum Giessen entstehenden Wärmeverlust zu vermeiden, hat Piat in Paris einen sog. oscillirenden Tiegelofen construirt, welcher nach „Engineering" vom 21. Novbr. 1879 in Fig. 15 und 16 abgebildet ist. Der mit Blechmantel umgebene vier-

Fig. 15 und 16



eckige Ofen *a*, in welchem der Tiegel *b* durch einige oben vorspringende Steine gestützt ist, bekommt den Ausgusz *c* und ausserdem an kräftigen Schienen die beiden Zapfen *d, d*, mit welchen er auf einem passenden Gestelle ruht und an denen er behufs des Giessens je nach seiner Grösze mit Haken oder einem Krahn aufgenommen und transportirt werden kann. Der Aschenfall ist geschlossen, um Unterwind, durch einen Schieber regulirbar, einführen zu können.

Dieser bewegliche Ofen schliesst sich durch einen kurzen Fuchs *e* an eine feste, dem Schornsteincanal *g* vorgebaute Kammer an, welche entweder einen Rost *f* zum Vorwärmen des Schmelzmateriels oder ein Röhrensystem zum Erhitzen des Unterwindes enthält.

Unter dem Roste wird gewöhnlich noch ein Kasten aufgestellt, der den Inhalt eines etwa gebrochenen Tiegels aufnehmen kann. —

Nur den Zweck einer abgekürsten Schmelzexit verfolgt der Tiegelofen von John Fletcher in Achton, („Engineering", 16. Aug. 1878) durch Einblasen von Wind in die Cokesfüllung des Ofens. Es sind zwei über einander liegende Düsen angebracht, von denen die untere beim Aufeuern des Ofens in Benutzung genommen wird, die obere, wenn derselbe bereits gut warm geworden ist. Der Ofen hat keinen Rost, sondern in seinem Untertheile eine mit ahnehmbarem Deckel geschlossene Ausbauchung, in welcher ein niedriger Tiegel in Coks eingebettet und mit letzterem gefüllt wird. Ueber diese Füllung kommt noch eine niedrige Cokesschicht und auf dieser der eigentliche Schmelztiegel ohne Untersatz zu stehen, welcher dann wie üblich mit Coks umschüttet wird. Bricht ein Tiegel, so läuft dessen Inhalt in den unteren Tiegel, wo er bis zum Ende der Schicht, vor Oxydation geschützt, verbleiben kann. —

Unter den Oefen für Thonwaren-Industrie ist zunächst der Porzellanofen von Th. W. Minton („Notizbl. d. Vereines für Fabr. von Ziegeln u. s. w." 1878, S. 279) zu erwähnen, da er eigentlich auf der Grenze zwischen directer und Gasfeuerung steht. Es ist ein runder Ofen in gewöhnlicher Anordnung mit darüber gebautem Verglühraum, an dessen Umfange eine Anzahl von Feuerungen mit ziemlich tief liegendem Rost so angeordnet ist, dass die Verbrennungsproducte innerhalb des Ofenraumes durch die Ofensohle hindurchtreten. Ueber den betr. Oeffnungen ist aus offenen Kapseln je eine Art Rohr aufgebaut, welches die Feuergase senkrecht nach oben auszuströmen veranlasst. An dem Ofengewölbe werden letztere abgelenkt und ziehen wiederum nach der Sohle des Ofens zurück in eine Anzahl Oeffnungen. Diese führen zu verschiedenen horizontalen Canälen in der Ofensohle, und letztere wiederum leiten die Flammen zu senkrechten, im Ofenmauerwerk ausgesparten und in den Verglühraum führenden Zügen. Der grosse Inhalt dieses Raumes dient ausserdem dazu, den Zug in den verticalen Canälen und damit die Verbreitung der Flammen im Brennofen zu einer recht gleichmässigen zu machen.

Zahlreiche verschliessbare Oeffnungen im Umfange des unteren Ofens führen der Flamme die etwa noch fehlende Verbrennungsluft zu.

Das Scheidegewölbe zwischen Ofen und Verglühraum hat in der Mitte eine während des Brandes durch Schieber verschlossene Oeffnung, welche zum Verglühen geöffnet wird. Zu gleichem Zwecke dient eine Oeffnung in der Mitte der Ofensohle, welche durch einen Canal mit der äusseren Luft in Verbindung steht. —

Ein im „Iron" vom 14. Juni 1879 beschriebener Tramway-Ziegelofen von Foster & Foster in Normanton stimmt genau mit dem Boek'schen Canalofen (Bd. XX, S. 537 d. Z.) überein. —

Um die Vortheile des Canalziegelofens (Ersparnisse an Handarbeit beim Setzen und Ausnehmen der Ware) mit dem sicheren Betriebe des Ringofens zu vereinen, ist von H. Dueberg in Berlin ein Ziegelofen construirt, welcher in dem „Notizbl. des deutschen Vereines für Fabrikation von Ziegeln u. s. w." 1878, Seite 211 genauer beschrieben ist. Die Zeichnungen Fig. 17 und 18 sind dieser Quelle entnommen. Derselbe wird von vier, ein Quadrat oder Rechteck bildenden Ofencanälen *a, a* gebildet, an einem Ende zum Ein- und Ausfahren der Wagen offen, am anderen bei *r, r* durch die Schieber *s, s* gegen den rechtwinklig anschliessenden nächsten Canal abzusperren. An passenden Stellen führen die Rauchcanäle *c, c* in den Rauchsammelcanal *d*, welcher mit dem Schornstein *g* wie gewöhnlich verbunden ist. Die Wagen *f, f* werden ausserhalb des Ofens, etwa im Trockenschuppen, beladen und in den Ofen eingefahren, wo sie bequem gegen die Ofenwände und gegen den Nachbarwagen abgedichtet werden

Digitized by Google

können. Da während des ganzen Brandes die Wagen, abweichend vom Canalofen, auf der Stelle bleiben, so hält die Dichtung sich sehr gut, auch können herabgefallene Steine, Schlacken u. dgl. den Betrieb nicht stören. Die Befeuerung des Ofens erfolgt zu Anfang durch Hilfsfeuerungen, welche in den Schildwänden *b, b* angelegt werden, später durch Einstreuen des Brennmaterials von oben wie bei dem Ringofen. Ueberhaupt stimmt während des Brennens der Betrieb ganz mit dem des Ringofens überein. Nach dem Abkühlen werden die Wagen ausgefahren, entladen und, neu mit Ziegeln besetzt, wieder in den Ofen eingebracht.

Für continuirlichen Betrieb ergiebt sich der Gang der Feuers aus der Zeichnung mit Rücksicht darauf, dass die Schieber *s* passend entfernt und wieder eingesetzt werden. Für periodischen Betrieb ist nur ein Ofencanal erforderlich, auch fällt natürlich der Rauchsammler fort. —

Der Ziegelofen von Gebr. Brulet in Paris („Ann. indust.", 2. März 1879) ist ein Casseler Ofen, bei welchem der Uebelstand vermieden werden soll, dass die Steine u. s. w. am Einsatzende weniger Hitze erhalten als in der Nähe des Rostes. Um dies zu erreichen, sind unter der Feuerwand mehrere Canäle angebracht, welche auf die Sohle des Ofens ausmünden. Auf letzterer ist dann durch aufrecht stehende Ziegel eine Reihe von schmalen Canälen hergestellt, welche durch übergelegte Ziegel abgedeckt werden und zwar so, dass letztere am Roste scharf an einander stossen, dagegen nach der Einsatzthür hin mit immer weiter werdenden Fugen verlegt werden. Auf diese Weise sollen die Steine an der Feuerwand ihr Feuer durch die in derselben angebrachten Oeffnungen, die weiter abliegenden dasselbe durch die Bodencanäle erhalten und so gleichmässig gar werden.

Ein derartiger Ofen aus drei einzelnen neben einander liegenden Kammern bestehend, verbrauchte für 24000 Steine 7500 kg Steinkohlen bei 24stündiger eigentlicher Brennzeit. —

Gleichfalls an die Grundform des Casseler Ofens schliesst sich der Ziegelofen von Goetjes und Schulze in Bautzen an, über welchen wir nach der „Rigaschen Industriezeitung" 1878, S. 229 auszüglich mittheilen können, dass bei demselben ebenfalls eine grössere Gleichförmigkeit des Brandes, daneben aber auch eine bessere Ausnutzung der Abhitze in Aussicht genommen ist. Bei der betr. Anlage werden zwei bis acht Casseler Oefen in zwei Reihen mit den Einsatzthüren einander zugekehrt so angeordnet, dass zwischen den beiden Oefen bezw. Ofenreihen der für das Einsetzen und Ausnehmen erforderliche Platz bleibt. Jeder Ofen hat seinen Rost mit davor liegender Feuerwand, ausserdem liegen unter dem Herde je drei Canäle, die durch Oeffnungen in der Ofensohle am Einsatzende und in der Mitte des Ofens mit dem Inneren des Ofens in Verbindung stehen und ihrerseits in Canäle münden, welche parallel den Einsatzseiten des Ofens laufen. Die beiden Canäle der zwei Ofenreihen sind durch Quercanäle mit einander in Verbindung gesetzt, sämmtliche Canäle durch Schieber abzuschliessen und so ist es möglich, die aus einem in Brand befindlichen Ofen abziehende Gluth in einen der übrigen Oefen behufs Vorwärmung des dort eingesetzten Materials zu leiten. Die Einführung der Abhitze in den zweiten Ofen erfolgt durch die an der Einsatzthür befindlichen Oeffnungen, so dass die dort eingesetzte Ware den verhältnissmässig grössten Grad der Vorwärmung erreicht, demnach im Brande selbst nicht so sehr gegen die Ware am Rostende des Ofens zurückbleiben kann wie bei gewöhnlichen Oefen. Die Verbrennungsproducte, welche zur Vorwärmung gedient haben, traten durch eine nicht weit von der Feuermauer in der Ofensohle angebrachte Oeffnung in einen gleichfalls unter der Ofensohle und dem Roste hindurchgehenden Canal, welcher sie unter das Pflaster des neben dem Ofen liegenden Trockenraumes führt, um daselbst auch die letzte verfügbare Wärme noch nutzbar zu machen. —

Fig. 17

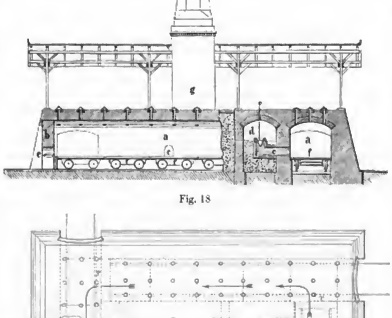
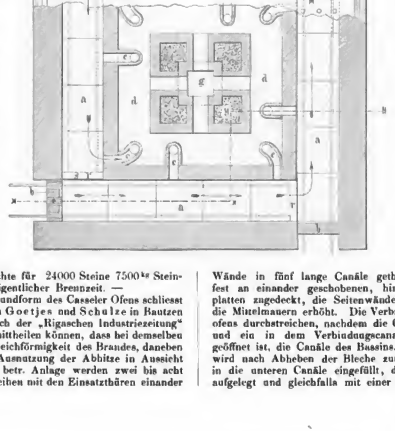


Fig. 18



Zum Trocknen der für die Cementfabrikation geschlämmten Thonmasse hat David Wilson in Grays einen an das Obertheil des Schachtofens zum Cementbrennen sich anschliessenden Ofen construirt. Nach „Iron" vom 14. Nvb. 1879 besteht derselbe aus einem mehr langen als breitem Bassin, welches durch eine stärkere Wand in der Mitte und zwei schwächere Wände in fünf lange Canäle getheilt ist. Diese sind mit fest an einander geschobenen, hinreichend starken Blechplatten zugedeckt, die Seitenwände des Bassins etwas über die Mittelmauern erhöht. Die Verbrennungsgase des Cementofens durchstreichen, nachdem die Gicht desselben abgedeckt und ein in dem Verbindungscanal angebrachter Schieber geöffnet ist, die Canäle des Bassins. Die geschlämmte Masse wird nach Abheben der Bleche zunächst entsprechend hoch in die unteren Canäle eingefüllt, darauf werden die Bleche aufgelegt und gleichfalls mit einer Schicht Masse überdeckt.

Digitized by Google

Das Ausräumen der getrockneten Masse erfolgt natürlich in umgekehrter Reihenfolge.

Durch die beschriebene Construction ist es den Arbeitern möglich ihre Arbeit im freien Raume und nicht mehr wie sonst in einem verdeckten mehr oder weniger warmen Canale zu verrichten. —

Der Blaise'sche Ofen zum Wiederbeleben von Knochenkohle („Iron", 3. Aug. 1878) ist statt der sonst üblichen Eisenrohre mit solchen aus glasirtem Steingut versehen, ebenso wie auch die obere und untere Rohrplatte des Glührraumes aus Thonmasse hergestellt sind. In den Thonröhren hängen durchlöcherte Eisenrohre für den Abzug der Gase. Das Feuer, welches an den Röhren von oben nach unten entlang zieht, steigt dann hinter denselben wieder nach oben, um die Trockenplatten zu erwärmen, und durchzieht schliesslich in einem Aufsatz über dem Ofen ein System von Rauchröhren, zwischen welche die frisch gewaschene Kohle hindurch auf die Trockenplatten fällt. Der Abzug des abgekühlten Spodiums ist wie bei anderen derartigen Oefen. —

Von Dampfkesselfeuerungen möchten wir zunächst die Anwendung der Ten-Brink-Feuerung auf Röhrenkessel erwähnen, wie sie von Gebr. Sulzer für ihren Kessel auf der Pariser Ausstellung ausgeführt ist. Der ganze Kessel liegt senkrecht zur Neigung des Rostes. In seiner Achse schliesst sich an den Querkessel zunächst eine kleine Feuerbuchse und von dieser aus gehen die 85 Rauchröhren nach dem oberen Kesselboden. Beim Verlassen der letzteren bespült die Flamme den Kesselmantel und endlich einen vor dem Fuchse liegenden Vorwärmer. Die Verdampfung des Kessels wird für Saarkohle (beste Stückkohle von Grube Altenwald) als 11,5fach angegeben. —

Um bei Dampfkesseln eine Rauchverzehrung ohne den schädlichen Luftüberschuss zu erreichen, ist von W. Olschewsky in Berlin eine Wechselfeuerung für Dampfkessel construirt worden, welche nach der „D. Industriezeig.", 1879, S. 486) auf folgendem beruht.

Sowol der Rost wie die Fenerzüge werden durch eine Scheidewand in zwei Systeme, für jede Kesselseite eins, getheilt. Jedes System steht durch abschliessbare Canäle einerseits mit dem Schornstein, andererseits mit dem Aschenfall des anderen Systemes in Verbindung, und es wird die Feuerung wie beim Fairbairn-Rost so geleitet, dass das Feuer des rechten Rostes vollständig niedergebrannt ist, wenn das linke nach Vergasung der Kohlen ein lebhaftes Cokesfener enthält. Es wird dann die Aschenfallthür des rechten Rostes geöffnet, die des linken geschlossen, ferner die Verbindung des rechten Systems mit dem Aschenfall des linken, die des linken Systems mit dem Schornstein hergestellt und der rechte Rost frisch mit Kohlen befeuert. Die unvollständig verbrannten und mit atmosphärischer Luft gemischten Rauchgase umspülen die rechte Kesselhälfte, geben dort einen Theil ihrer Wärme ab und ziehen in den linken Aschenfall, wo sie dem bell brennenden Feuer weiteren Sauerstoff zuführen und beim Durchziehen desselben innig gemischt und hoch erhitzt zu vollständiger Verbrennung gelangen. Von hier aus nehmen sie ihren Weg durch die linkseitigen Züge in den Schornstein. Ist dann das linke Feuer niedergebrannt, so werden die Ventile umgestellt, wodurch der beschriebene Process in umgekehrter Reihenfolge sich wiederholt.

Die praktische Anordnung ist so getroffen, dass eine einzige, um verticale Zapfen schwingende Thür abwechselnd den einen oder den anderen Aschenfall verschliesst und dass bei dem Umlegen der Thür durch entsprechende Verbindungen die erforderlichen vier Ventile in den Zügen ihre richtige Stellung erhalten. —

Die Verbrennung von pulverförmigem Brennmaterial bewirkt Michel Perret in einem Etagenherde, welcher im „Bull. de la Soc. d'Encouragmt." 1878, S. 371, genauer beschrieben ist. Derselbe besteht aus mehreren über einander liegenden flachen Gewölben, welche abwechselnd vorn und hinten eine Durchgangsöffnung haben und deren unterstes den Aschenfall überdeckt. In der Vorderwand angebrachte verschliessbare Oeffnungen gestatten das Vorschieben des Brennmaterials auf den einzelnen Sohlen und das Ausziehen der Verbrennungsrückstände. Unter dem obersten Gewölbe ziehen die Rauchgase in den zugehörigen Ofen u. s. w. ab. Nachdem der Apparat durch Anfeuern mit gutem Brennmaterial auf Rothglith gebracht, wird das feine Material auf der obersten Sohle aufgegeben und allmälig auf die tieferen heruntergeschoben und dort egalisirt, während oben frisch nachgefeuert wird. Diese Arbeit braucht selbst für hohe Temperaturen nur alle 6 Stunden vorgenommen zu werden, für niedrige Wärmegrade ist eine Zwischenzeit von 24 Stunden zulässig. Es werden dann 8 bezw. $2^{1/2}$ Kohlenklein stündlich pro Quadratmeter jeder Sohle verbrannt. —

Unter den Rostconstructionen verfolgt eine ebenfalls von Michel Perret angegebene den gleichen Zweck der Verbrennung von Staubkohle (Protok. der Société de l'Ind. minér. vom 22. Febr. 1879). Die Roste sind möglichst dünn und mit sehr engen Fugen (die Grenze ist $2^{mm}$) verlegt, haben dafür aber eine bedeutende Höhe und tauchen mit dem unteren Theile ihres Steges in Wasser. Letzteres befindet sich in einem Blechkasten, der eine Oeffnung für den Zutritt der Luft, einen Einguss mit Wasserstand und einen kleinen Mannlochverschluss zum Anstragen der Asche enthält. Durch das Wasser werden die Roste kühl gehalten, so dass sie sich trotz ihrer geringen Dicke nicht verziehen; damit aber durch den Temperaturunterschied des freien und eingetauchten Theiles keine schädlichen Spannungen entstehen, ist der Steg des Rostes auf etwa $^3/_4$ seiner Höhe von unten aufgespalten. Erfahrungen über diese Construction scheinen noch nicht vorzuliegen. —

Die Roste von E. Schmitz in Paris bestehen aus gusseisernen Röhren, die an beiden Seiten offen und auf ihrer ganzen Oberfläche mit in Schraubenlinien angeordneten langrechteckigen, quadratischen oder kreisrunden Oeffnungen versehen sind, auch wol ausserhalb noch spirallaufende Rippen haben. Der vordere Kopf des röhrenförmigen Roststabes ist als Sechskant geformt, hinter demselben befindet sich eine Rinne, in welche eine an dem Gestelle der Feuerthür befestigte Schiene fasst, so dass die Roststäbe, welche ausserdem auf zwei hohlen Rostbalken lose aufliegen, sich achsial nicht verschieben können.

Die atmosphärische Luft für die Verbrennung tritt nur durch das Innere der Röhren und die Oeffnungen in denselben in das Feuer. Bemerkt der Heizer nun, dass die oben liegenden Oeffnungen schwarz werden, so dreht er mit einem auf den sechskantigen Kopf gesetzten Schlüssel den betreffenden Roststab um ein Drittel herum, auch wol erst um den entgegengesetzten Seite ein Stück zurück. Dadurch werden einmal die Schlacken und Asche von den Spiralrippen zerbrochen und durch die Roststpalten gedrückt, ferner neue völlig freie Oeffnungen des Roststabes unter das Feuer gebracht, endlich die warm gewordene Seite des Stabes zum Abkühlen nach unten gedreht.

Nach den „Ann. des Mines" 1878, S. 529 haben Cokspriquetts mit im Mittel 27 pCt. Asche auf derartigen Rosten verbrannt eine 5,5fache Verdampfung gegen eine 4,6fache auf gewöhnlichen Rosten ergeben. Weitere Details, die Constructionsverhältnisse der Roststäbe und Anwendungen der letzteren sind ebenfalls in der genannten Quelle enthalten. —

Bei dem Roste von W. J. Hunter liegen die Stäbe quer zur Richtung des Feuers mit breiten Ansatzköpfen dicht an einander in den Nuthen von zwei Seitenplatten. Die Nuthen bilden eine doppelte, hinten und vorn durch zwei Halbkreise verbundene Bahn. Am vorderen Ende greifen die Zähne von zwei Stirnrädern zwischen die Roste und schieben bei ihrer Drehung diese in der oberen Nuth nach hinten, so dass sie das vorn aufgeschüttete Brennmaterial allmälig nach hinten transportiren, dort die Asche und Schlacken herabwerfen und in der unteren Nuth nach vorn zurückkehren. Die Bewegung der Räder erfolgt von einem Excentrik oder einer Kurbel aus mittelst Sperrrad und Klinke. Im Allgemeinen ist dies also der alte Jacke'sche Rost mit einigen Verbesserungen in der Construction. —

Der vorbeschriebene Rost bildet bereits den Uebergang zu den mechanischen Schürvorrichtungen, von welchen wir noch die nachfolgenden beiden zu betrachten haben.

Zunächst der mechanische Rost von Mc Dougall (Dingler's „Polytechn. Journ.", 229, S. 128) besteht aus Stäben, welche mit der gewöhnlichen Schräge auf dem hinteren Rostbalken aufliegen, vorn aber mit einem Haken über eine vor dem Kessel gelagerte Welle greifen. Letztere besteht aus lauter an einander gereihten Excentriks und zwar ist für je zwei



Digitized by Google

benachbarte Roststäbe die Excentricität eine entgegengesetzte, so dass der eine Stab gehoben und vorgeschoben wird, während der Nebenstab gesenkt und zurückgezogen wird und umgekehrt. Das Brennmaterial wird dadurch nach und nach dem hinteren Rostende zugeführt, wo die Rückstände über den hinteren Rosthalken herabfallen.

Die Aufgabevorrichtung besteht aus einem Rampf, dessen einzelne Stücke theils an der Bewegung der Roststäbe theilnehmen, theils eine besondere schiebende und rüttelnde Bewegung erhalten, um die Kohlen aufzubrechen und auf den Rost zu schieben. Ein stellbarer Schieber und die den Roststäben und dem Rumpf ertheilte Geschwindigkeit reguliren die aufgegebene Brennstoffmenge.

Für magere Kohlen hat der Apparat sich gut bewährt, für backende liegen keine Erfahrungen vor. —

Der mechanische Schürer von H. C. Carver in Llandilless besteht im Allgemeinen aus einem Rumpf, dessen geneigter Boden von einer Reihe neben einander liegender Ketten ohne Ende gebildet wird. Letztere führen das Brennmaterial zu einem durch Schieber regulirbaren Schlitz, und durch diesen fällt es auf ein Vertheilungsrad, welches die Kohlen auf den Rost schafft. Der etwas complicirte Mechanismus ist ohne Hilfe ausführlicher Zeichnungen nicht gut zu beschreiben, weshalb wir in Betreff desselben auf unsere Quelle „Engineering“ vom 27. Septbr. 1878 verweisen müssen. R. Z.

## Schiffbau.

**Die Geschwindigkeit der Dampfschiffe**, von Robert Mansel, Engng. Dec. 1879. Der Widerstand, welchen ein sich mit irgend welcher Geschwindigkeit im Wasser fortbewegendes Schiff erfährt, ist seit langem schon von den hervorragendsten Männern der Wissenschaft und von tüchtigen Experimentatoren eingehend untersucht worden, ohne dass bis jetzt ein allgemein gültiges Gesetz hierfür ermittelt worden wäre. Die ältesten Regeln fussen auf der Voraussetzung, dass der Querschnitt des Kanales, welchen ein Schiff bei seiner Fortbewegung im Wasser furcht, das Hauptmaass des Widerstandes sei. Spätere Forscher glaubten diesen Widerstand in der Oberflächenreibung suchen zu müssen und gründeten hierauf Regeln zur Berechnung desselben. Genauere Untersuchungen lehrten aber das Unhaltbare beider Voraussetzungen und es entstanden Formeln, in denen beiden genannten Factoren, sowie einem dritten, dem Wirbel bildenden Widerstande Rechnung getragen wurde. Die neuesten, in England mit grossartigen Hilfsmitteln durchgeführten Versuche und die hieraus abgeleiteten, geistreichen Schlüsse haben nun ergeben, dass es überhaupt ausgeschlossen erscheint, jemals ein allgemein gültiges Gesetz für dieses Widerstand zu erhalten. Es zeigten diese Versuche, dass der Widerstand unabhängig vom Querschnitte des Schiffes und dass statt dessen neben den beiden anderen Factoren als dritter der Wellen bildende Widerstand einzuführen sei, so dass hiernach der Gesammtwiderstand sich zusammensetzen würde aus dem Reibungswiderstande, dem Wirbel bildenden und dem Wellen bildenden Widerstande. Ferner wurde durch diese Versuche bestätigt, wie es schon längst von alten Praktikern auf diesem Gebiete behauptet wurde, dass es nämlich nicht ökonomisch sei, mit einem durch seine Hauptmasse gegebenen Schiffe jede beliebig hohe Geschwindigkeit erreichen zu wollen, dass vielmehr die beabsichtigte Maximalgeschwindigkeit um so kleiner sein müsse, je kürzer das Schiff sei.

Denken wir uns mit einem gegebenen Schiffe, welches eine Maschine von ungewöhnlich grosser Leistungsfähigkeit haben möge, eine Reihe von Versuchsfahrten unter ganz gleichen Verhältnissen, nur mit den verschiedenartigsten Geschwindigkeiten durchgeführt und hierbei für jede der gemessenen Geschwindigkeiten die gleichzeitige Leistung der Maschine ermittelt, und wir tragen in einem rechtwinkligen Coordinatensysteme mit einem beliebigen Maassstabe die Geschwindigkeiten als Abscissen, die zugehörigen Leistungen als Ordinaten an den entsprechenden Stellen ein, so werden wir eine Curve erhalten, aus welcher wir für dieses Schiff die jeder anderen beliebigen Geschwindigkeit zugehörige Maschinenleistung ablesen können. Wir werden hierbei finden, dass die Curve vom Coordinatenmittelpunkte ab ganz allmälig zu steigen beginnt, dass dieses Steigen nach und nach schneller geschieht und dass bei einer gewissen Geschwindigkeit die Zunahme der erforderlichen Maschinenleistung so plötzlich erfolgt, dass die Curve an dieser Stelle fast ein Knie zu bilden scheint und von hier aus nun ganz steil in die Höhe läuft. Wir wollen die Geschwindigkeit, bei welcher dies stattfindet, die „ökonomische Maximalgeschwindigkeit“ des gegebenen Schiffes nennen, weil von hier ab das Erzielen einer grösseren Geschwindigkeit eine verhältnissmässig zu grosse Maschinenleistung erfordert, bei welcher, ausser in ganz besonderen und selteneren Fällen, vermehrtes Anlagekapital und höhere Betriebskosten durch den grösseren Nutzen in der höheren Geschwindigkeit nicht mehr gedeckt werden. Froude hat gezeigt, in welcher Beziehung diese Maximalgeschwindigkeit steht zu den Dimensionen des Schiffes und dass einzig der Wellen bildende Widerstand es ist, welcher dieses plötzliche Ansteigen der Curve veranlasst. Jedes Schiff führt nämlich bei seiner Fortbewegung mit irgend welcher Geschwindigkeit einen Wellenzug mit sich, dessen beide Kämme in der Nähe der Schiffsenden, diesen Sohle an der breitesten Stelle des Schiffes gelegen ist. Die Länge dieser Welle von Kamm zu Kamm wird also wesentlich beeinflusst von der Länge des Schiffes. Jeder Welle von bestimmter Länge entspricht aber eine bestimmte Fortpflanzungsgeschwindigkeit. Durch Froude ist nun festgestellt worden, dass die ökonomische Maximalgeschwindigkeit stets wenig kleiner ist als die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der vom Schiff erzeugten Welle und dass hieraus umgekehrt zu folgern ist, dass bei normalen Verhältnissen ein Schiff um so länger sein muss, je höhere Geschwindigkeiten mit demselben erreicht werden sollen.

Kehren wir zu unserer Curve zurück, so liegt es nahe, zu versuchen, ob sich dieselbe durch eine einfache Gleichung ausdrücken lässt, und wenn wir absehen von dem über der ökonomischen Maximalgeschwindigkeit hinaus liegenden Theile derselben, so wird es wohl möglich sein, eine solche Gleichung zu finden, welche allerdings nur für dieses eine Schiff gelten kann. Hr. Mansel benutzt nun hierfür einen Ausdruck, welcher sich auf die Form $N_i = A \cdot V^{\cdot} B^{\cdot}$ zurückführen lässt, dessen beide Constanten $A$ und $B$ also schon bei zwei verschiedenen Versuchsgeschwindigkeiten $V$ und zugehörigen indicirten Pferdestärken $N_i$ mit Leichtigkeit festgestellt werden können. Da nämlich dieser Ausdruck umgeformt werden kann in $\log \frac{N_i}{V} = \log A + V \log B$, so kann man im Coordinatensysteme die beiden $V$ als Abscissen, die beiden $\log \frac{N_i}{V}$ als zugehörige Ordinaten auftragen und durch Ziehen einer Graden zwischen den beiden so erhaltenen Punkten den Werth von $\log \frac{N_i}{V}$ für jedes anderen beliebigen Werth von $V$ graphisch ermitteln. Man kann aber auch auf diese Art, wenn mehrere Versuche mit demselben Schiffe vorliegen, deren Resultate in das Coordinatensystem eingetragen sind, zwischen den erhaltenen Punkten eine Grade ziehen, welche als Mittelwerth für alle Versuche gelten kann. Als Beispiel seien vier Versuchsfahrten angeführt, welche mit dem „Shah“ gemacht wurden und aus welchen sich ergab $N_i = 322$; 783; 2541 und 7582 metrische Pferdestärken bei $V = 9{,}277$; $14{,}48$; $22{,}50$ und $30{,}51^{\text{km}}$ Schiffsgeschwindigkeit pro Stunde. Tragen wir mit einem beliebigen Maassstabe die vier $V$ als Abscissen, die zugehörigen $\log \frac{N_i}{V}$ als Ordinaten auf, legen an die so erhaltenen vier Punkte eine Grade, welche sich denselben möglichst gleichmässig anschliesst, so finden wir, dass die Grade die Ordinatenachse in $1{,}0860$ Höhe schneidet und dass die Tangente ihres Neigungswinkels gegen die Abscissenachse $0{,}0479$ ist, so dass wir erhalten würden

$$\log \frac{N_i}{V} = 1{,}0860 + 0{,}0479\, V.$$

Da aber $1{,}0860 = \log 12{,}170$ und $0{,}0479 = \log 1{,}1138$ ist, so wäre $N_i = 12{,}170\, V \cdot 1{,}1138^{V}$. Diese Formel ergibt für die vier genannten Versuchsgeschwindigkeiten $N_i = 319$; 786; 2532 und 7574, lässt also an Genauigkeit nichts zu wünschen übrig.

Es werden nun in obengedachter Abhandlung die Constanten $A$ und $B$ ermittelt für eine Reihe von Schiffen, bei

Digitized by Google

denen $A$ schwankt von $2_{,3}$ bis $12_{,5}$; $B$ von $1_{,10}$ bis $1_{,18}$, während $N$, bis über 8000 vorkommen und die grösste Differenz zwischen Formel und Versuch hierbei nur 285 Pferdestärken beträgt.

In einer älteren Abhandlung desselben Verfassers (Engng. Oct. 1876) wird die Abhängigkeit von Umdrehungszahl und Schiffsgeschwindigkeit, sowie von mittlerem Dampfdrucke und Schiffsgeschwindigkeit auf gleiche Weise untersucht und hierfür Ausdrücke zu Grunde gelegt von der Form $u = A_1 VB_1^{\,n}$, sowie $p_i = A_2 B_2^{\,n}$, in welchen $u$ die Umdrehungszahlen pro Minute, $p_i$ aber die mittleren Dampfdrucke bedeuten und es ergeben auch diese Formeln in vielen Fällen praktisch brauchbare Resultate.

Es würde zu weit führen, die Folgernngen zu besprechen, welche Hr. Mansel hieraus zieht. Es sei nur noch bemerkt, dass es zweckmässiger erscheint, statt $\frac{N}{V}$ und $\frac{u}{V}$ die Werthe $\frac{N}{U}$ und $\frac{u}{U}$ einzuführen, in welchen $U$ die theoretische Geschwindigkeit des Propellers bedeutet, also bei Räderschiffen die Umfangsgeschwindigkeit im Druckkreise, bei Schraubenschiffen das Produkt aus Steigung und Umdrehungszahl. Die Formeln würden dann frei sein von dem Einflusse, welchen der Wirkungsgrad des Propellers auf die Fortlaufgeschwindigkeit des Schiffes ausübt und würden lauten $N_i = A\,U\,B^n$, sowie $u = A_1 U B_1^{\,n}$. Froude nennt den Quotienten $\frac{N}{U}$ die „indicirte Schubkraft“. Von den hieraus sich ergebenden veränderten Constanten wird $A$ der Schubkraft für die Schiffsgeschwindigkeit Null entsprechen, welchen Werth Froude die „Initialschubkraft“ nennt, weil ein gleich grosser Widerstand erst überwunden werden muss, ehe das Schiff überhaupt beginnen kann sich fortzubewegen. E. De.

# Notizen.

Der Verfasser der in dem Januar-Hefte, S. 48, veröffentlichten Notiz: „Verdampfungs-Versuche mit einem Sicherheits-Röhrenkessel, Patent J. G. Schmidt“ hat bei der von ihm selbst veranstalteten Correctur seines Artikels diesem noch unmittelbar vor dem Druck den Schlusssatz (Multiplication mit $1_{,25}$) hinzugefügt. Es wurde uns hierdurch die Möglichkeit benommen, den Verfasser noch rechtzeitig auf das wohl nicht Zutreffende einer solchen einfachen Multiplication behufs Anstellung des betreffenden Vergleiches aufmerksam zu machen, oder unsere Bedenken gegen den Schlusssatz als Anmerkung jener Notiz hinzuzufügen. Beides sei hierdurch nachgeholt. D. Red.

## Präcisions-Ventilsteuerung für Dampfmaschinen, ohne Klinkvorrichtung und Auslösemechanismus.

Von C. Hartung*) in Nordhausen a/Harz.

Die Anordnung der Dampfabschlussorgane ist bei vorliegender Steuerung die bei Ventilmaschinen übliche. Es wird der Dampfeintritt durch zwei oberhalb, der Dampfaustritt durch zwei unterhalb des Cylinders liegende, fast ganz entlastete Doppelsitzventile bewirkt. Die Dampfauslassventile werden bewegt durch anrunde Scheiben, welche eine schnelle Oeffnung, sowie schnellen Schluss ermöglichen; die Dampfeinlassventile erhalten ihre rechtzeitige Bewegung durch den in den beistehenden Holzschnitten dargestellten, den jeweiligen Stellungen des Regulators unterworfenen Mechanismus. Letzterer besteht in seinen Hauptheilen aus dem Excenter $r$ mit seinem Verlängerungsarm $g$, der Schubstange $h$ und dem an die Ventilstange fassenden Hebel $ikl$; ferner aus der Achse $a$, welche vom Regulator (bei dessen Function) mittelst Stange $n$ und Hebel $m$ in Oscillation versetzt wird, und auf jedem Ende die kleine Kurbel $d$ mit dem Gegenhebel $e$ trägt. Letzterer hat von Mitte Zapfen $b$ bis Mitte Bolzen $c$ genau die Länge der Kurbel $d$, fasst mit dem Bolzen $c$ an den Excenterarm $g$, und schwingt beim Gange der Maschine um den Kurbelzapfen $b$.

In der Zeichnung ist der Moment dargestellt, in welchem das betreffende Einlassventil sich eben zu heben beginnt; die Maschine befindet sich in diesem Augenblicke um den Voreilungswinkel vor dem todten Punkte. Der Mittelpunkt des Bolzens $c$ liegt alsdann genau im Mittelpunkte der Achse $a$, so dass also durch eine Drehung Letzterer und somit der Expansionskurbel $d$ keinerlei Einfluss auf die Voreilung ausgeübt wird. In der Zeichnung ist ferner die tiefste Stellung des Regulators angenommen, bei welcher also die grösste Cylinderfüllung, hier $0_{,3}$, stattfindet.

Bei fortschreitender Bewegung der Maschine wird das auf der parallel zur Maschinenachse liegenden Steuerwelle sitzende Excenter sich in der Pfeilrichtung bewegen und mit seinem sich um den Bogen $c$ dreheuden Arm $g$ den Punkt $f$ nach unten drücken und somit durch Stange $h$ und den Doppelhebel $ikl$ das betreffende Einlassventil öffnen. Dabei schwingt der Punkt $c$ des Gegenhebels $e$ um den Zapfen $b$ der Expansionskurbel $d$ in dem punktirten Kreisbogen $cz$, wird also den Arm $g$ des Excenters in der ersten Hälfte des Maschinenhubes nach unten drücken und die Ventilöffnung beschleunigen, aber umgekehrt in der zweiten Hälfte des Maschinenhubes den Excenterarm zurückziehen, also den Ventilschluss beschleunigen. Hebt sich nun bei vermehrter Geschwindigkeit der Regulator, so wird mittelst der Stange $n$ und des Hebels $m$ die Achse $a$ und mit dieser die Expansionskurbel $d$ nach links gedreht. Der Punkt $c$ des Gegenhebels $e$ wird alsdann um den Zapfen $b$ Kreisbögen beschreiben, welche immer schneller resp. steiler von der Horizontalen sich entfernen. Mithin wird auch der Excenterarm $g$ und somit dessen Gelenkpunkt $f$ desto schneller in die Ventilschlussage gebracht, je mehr die Expansionskurbel nach links gedreht wird, bis in der Lage $co$ gar keine Ventilöffnung stattfindet. In dieser Regulatorstellung beschreibt der Punkt $c$ des Gegenhebels $d$ den Kreisbogen $cy$.

Die Drehung der Achse $a$ und damit der Expansionskurbel $d$ erfolgt bei Reversirmaschinen durch den Umsteuerungshebel, indem derselbe, nachdem umgesteuert ist, noch weiter nach vorn oder hinten gelegt wird, je nach dem erforderlichen Expansionsgrade.

Bei der vorliegenden Construction, die sich übrigens auch noch nachträglich an jeder Dampfmaschine anderen Systems anbringen lässt, sind sämmtliche Luftbuffer, Klinken n. s. w. vermieden, das Oeffnen der Ventile sowie der Schluss derselben erfolgt so schnell als nöthig und ist gezwungener Art, so dass sich bei Reversirmaschinen sofort jedes Steuerungsorgan beim Umsteuern in der richtigen Stellung befindet. Ferner sind Gelenkpunkte, welche bei der Function der Steuerung grössere Bewegungen machen müssen, sehr wenige vorhanden, und gestattet hauptsächlich dieser Umstand, die Maschinen mit den grössten bis jetzt angewandten und als vortheilhaft erkannten Geschwindigkeiten ohne Geräusch laufen zu lassen.

Zu den Ventilen selbst ist noch zu bemerken, dass dieselben aus Hartguss, und zwar die betreffenden zusammen gehörigen Kegel und Sitze, immer in einem Guss hergestellt werden, so dass eine gleichmässige Ausdehnung das Dichthalten sichert. Der Regulator der Maschine ist ebenfalls neu und im Deutschen Reiche unter No. 6456 patentirt. Derselbe ist vollkommen astatisch, und bietet, da der ganze Mechanismus desselben in der als Gegengewicht dienenden Urne liegt, ein recht ruhiges Ansehen.

Die Dampfmaschine von 400 mm Cylinderdurchmesser, 720 mm Hub, welcher die vorstehend beschriebene Steuerung entnommen ist, ist von der Maschinen-Bauanstalt der Harzer Actien-Gesellschaft für Eisenbahnbedarf, Hartguss und Brückenbau, vormals Theleu & Weydemeyer in Nordhausen am Harz ausgeführt. Die Maschine selbst ist in moderner Weise construirt, und durch grosse Reibeflächen der Lager u. s. w.

*) Dem Erfinder ist, wie er uns mittheilt, am 6. Januar d. J. Seitens des Kaiserlichen Patent-Amtes die Nachricht zugegangen, dass auf die vorliegende Steuerung ein deutsches Patent ertheilt worden ist. D. Red.

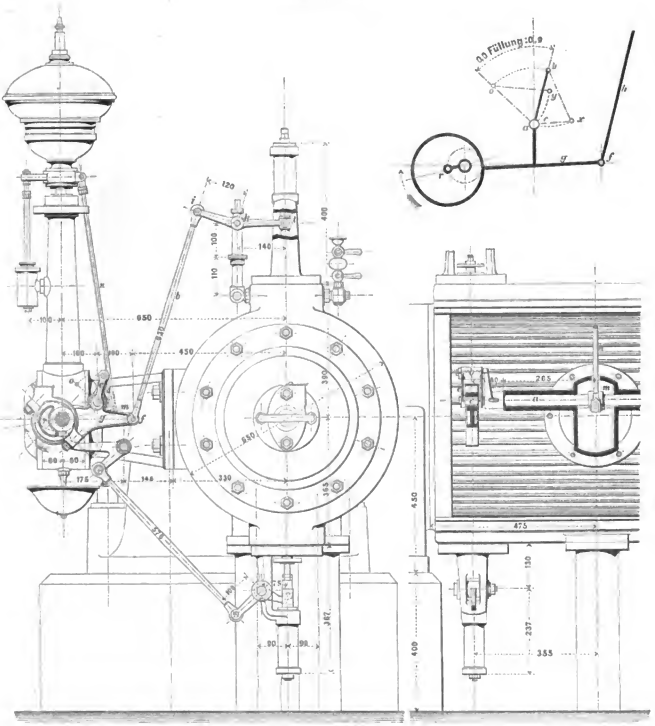


Digitized by Google

## C. Hartung's Präcisions-Ventilsteuerung für Dampfmaschinen.

**Entnommen einer von der Harzer Aktien-Gesellschaft in Nordhausen a/Harz ausgeführten Maschine von 400$^{mm}$ Durchmesser, 720$^{mm}$ Hub.**

(Beschreibung auf S. 93.)




Maassstab = 1 : 10.

Haupt-Dimensionen der zugehörigen Dampfmaschine: Von Mitte Cylinder bis Mitte Führung = 1295$^{mm}$; von Mitte Führung bis Mitte Schwungradwelle = 1800$^{mm}$. Schwungrad (gleichzeitig Riemscheibe) 3500$^{mm}$ Durchm., 350$^{mm}$ breit, 75 Umdrehungen pro Min. Schwungradwelle 160$^{mm}$, in der Mitte auf 180$^{mm}$ verstärkt. Ganze Länge der Maschine, einschliesslich Schwungrad und Schutzbügel für die durchgehende Kolbenstange, = 6400$^{mm}$.

Digitized by Google

die Anwendung hoher Dampfspannungen ohne schnellen Verschleiss ermöglicht. Der an das mit dem Kurbellager aus einem Stück gegossene Frame mittelst starker Flanschen angehängte Cylinder gestattet, ersteres in der ganzen Länge auf dem Steinfundamente aufliegen zu lassen, wodurch eine absolut sichere und leichte Montage erzielt wird.

Eine gleich grosse Dampfmaschine, von den Herren G. Brinkmann & Co. in Witten a/Ruhr mit der vorliegenden Steuerung ausgeführt, wird in der diesjährigen Ausstellung zu Düsseldorf im Betriebe sein.

---

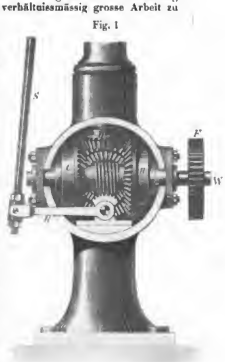
## Regulator mit indirecter Uebertragung.

Deutsches Patent No. 8197 vom 21. Juli 1879.

Von F. Knüttel in Barmen.

Die Geschwindigkeitsregulirung von Motoren bot immer dann Schwierigkeiten, wenn der Regulator zur Verstellung des Regulirapparates eine verhältnissmässig grosse Arbeit zu verrichten hatte, z. B. bei Dampfmaschinen mit zwangläufigen Flachschiebern, bei allen Turbinen, Wasserrädern u. s. w. Man griff in solchen Fällen zu Regulatoren mit indirecter Uebertragung, welche indessen, soweit sie bekannt sind, den Fehler haben, dass der Uebertrager nur bei der Mittelstellung der Regulatormuffe in Ruhe ist. Steigt letztere infolge vergrösserter Geschwindigkeit des Motors über ihre Mittelstellung hinaus, so kommt der Uebertrager in der betreffenden Bewegungsrichtung in Thätigkeit und wirkt in diesem Sinne so lange auf den Regulirapparat, bis die Regulatormuffe wieder in ihre Mittelstellung zurückgekehrt ist, während doch bei der Rückwärtsbewegung der Regulatormuffe auch der Regulirapparat im entgegengesetzten Sinne verstellt werden sollte. Sinkt die Muffe unter ihre Mittelstellung, so wird in gleicher Weise die Geschwindigkeit des Motors zu viel vergrössert, wie oben verkleinert. Die Folgen davon waren dann oft sehr bedeutende Geschwindigkeitsschwankungen. Diese Unregelmässigkeiten im Gange des Motors zu vermeiden, ist der Zweck des neuen Regulators und ist derselbe dadurch erreicht, dass die Bewegung der Regulatormuffe unverändert auf den Regulirapparat übertragen wird, während die Energie des Regulators infolge der indirecten Uebertragung eine unbegrenzte ist.

Fig. 1




Der neue Regulator mit indirecter Uebertragung wirkt also wie ein gewöhnlicher Schwungkugelregulator, welchem unbegrenzte Energie ertheilt wurde.

Die Riemscheibe $R$ treibt durch die conischen Räder $A$ und $D$ den Regulator. Mit $A$ ist ein zweites conisches Rad $E$ fest verbunden, welches die beiden, lose auf der Achse $W$ sitzenden conischen Räder $B$ und $C$ dreht, und zwar rotirt das Rad $B$ in der einen, das Rad $C$ in der entgegengesetzten Richtung. Auf einer in die Achse $W$ eingelassenen Feder schiebt sich die Buchse $K$, welche in der Mitte ihres Umfanges einen Schraubengang und an den beiden Enden Kegel hat, welche in die Frictionshülsen der conischen Räder $B$ und $C$ passen. Ferner ist auf die Achse $W$ das Zahnrad $F$ aufgekeilt, welches die Arbeit des Regulators auf den Regulirapparat überträgt. Die Zugstange $S$ und der Hebel $H$ übertragen durch das Zahnbogenstück $Z$ die Bewegung der Regulatormuffe auf die Frictionskuppelbuchse $K$.

Wenn sich nun bei rascherem Gange des Motors der Regulator und mit ihm die Stange $S$ hebt, so wird die Buchse $K$ (Fig. 1) nach rechts geschoben; es kommt der Conus auf dem rechtsseitigen Ende derselben in Berührung mit der Frictionshülse des conischen Rades $B$ und es wird durch letzteres die bis dahin in Ruhe befindliche Buchse $K$ in Drehung gesetzt. Durch diese Drehung kommt aber der Schraubengang auf der Buchse $K$ zur Wirkung, indem sich derselbe in dem Zahnbogenstück $Z$ zurückschraubt und die Frictionskuppelung in $B$ ausser Eingriff bringt, sobald der Auftrieb der Regulatorkugeln aufhört. Die Buchse $K$ wird sich also so lange drehen, wie sich die Regulatormuffe hebt, und still stehen, sobald letztere in der, der Geschwindigkeit der Maschine entsprechenden Höhe (also nicht Mittelstellung) zur Ruhe kommt, oder kürzer: die Bewegung der Regulatormuffe wird unverändert auf das Rad $F$ übertragen.

Wenn der Motor langsamer geht, und wenn die Regulatorkugeln fallen, wird die Buchse $K$ nach links geschoben, die Kuppelung im conischen Rade $C$ kommt zum Eingriff und die Buchse $K$ mit der Achse $W$ und dem Zahnrade $F$ werden in derselben Weise in entgegengesetzter Richtung gedreht.

Fig. 2

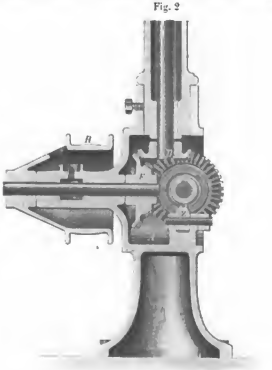
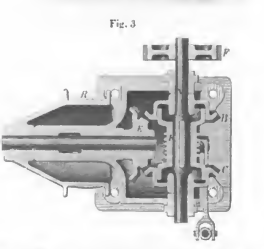



Fig. 3




Digitized by Google

## Das Emailliren gusseiserner Geschirre.

Von W. Bersch in Berlin.

Die in Niederschlesien in ziemlich engem Umkreise gelegenen Hüttenwerke (Eisenhütten-, Emaillir-Werk und Maschinen-Bau-Anstalt „Alte Hütte" in Neusalz a/O.; Eisenhütten- und Emaillir-Werk „Paulinenhütte" in Neusalz a/O.; Gräflich zu Solms'sches Eisenhütten- und Emaillir-Werk in Lorenzdorf; Gräflich zu Dohna-Malmitz'sches Eisenhüttenwerk in Malmitz; Eisenhüttenwerk „Marienhütte" bei Kotzenau; Herzogl. Schleswig-Holstein-Augustenburg. Eisenhütten- und Emaillir-Werk „Henriettenhütte" bei Primkenau; „Ottilienhütte" bei Bunzlau u. A.) verdanken ihre Entstehung den in dortiger Gegend sehr verbreitet vorkommenden Lagern von Rasen-Eisensteinen und dem früher gleichzeitigen Vorhandensein ausgedehnter Nadelholz-Waldungen. Trotzdem in neuerer Zeit die besseren Erzlager fast ganz erschöpft und die Waldungen sehr gelichtet sind, ein Umstand, der viele Hütten zur Verarbeitung auch englischen und schottischen Roheisens im Cupolofen gezwungen hat, bleibt die Herstellung von Potteriewaaren und unter diesen besonders emaillirter Geschirre eine Hauptbeschäftigung jener Hüttenwerke. Das Absatzgebiet derselben ist, ausser Berlin und der Mark Brandenburg, hauptsächlich Ost- und Westpreussen, Posen, Schlesien, Russland und Polen.

Die emaillirten Geschirre der Niederschlesischen Hütten zeichnen sich im Allgemeinen durch eine schöne Weisse und durch Haltbarkeit der Emaille, selbst bei plötzlich stark wechselnden Temperaturen vortheilhaft aus. Das Emaillir-Verfahren selbst, welches meistentheils sehr geheim behandelt wird, dürfte auf nämentlichen Hütten ziemlich das Gleiche sein. Hier dasjenige einer der grössten und ältesten der oben genannten Hütten, deren emaillirten Geschirre sich stets eines recht guten Rufes erfreut haben.

Die Geschirre werden von der Putzerei aus, vor Nässe und Feuchtigkeit möglichst geschützt, zur Beizanstalt gebracht, hier mit verdünnter Schwefelsäure gebeizt und mit Sand abgerieben. Behufs des Abspülens und Trocknens werden sie dann in heisses Wasser getaucht, trocknen nach dem Herausholen von selbst ab, werden darauf noch einmal einzeln nachgesehen und endlich mittelst Lappen trocken abgerieben. In diesem Zustande kommen die Geschirre zum Auftragen der Grundmasse.

Die Grundmasse wird folgendermaassen hergestellt. Es werden gemischt:

| | | |
|---|---|---|
| 50 | kg | Quarz, fein gemahlen und trocken; |
| 22,5 | „ | Borax, nicht entwässert; |
| 7,5 | „ | Flussspath, fein gepocht und gemahlen; |

zusammen 80kg.

Diese Mischung wird in thönernen Tiegeln zusammengesintert und giebt 68,5 — 69kg gesinterte Masse, die von allenfalls anhängenden Thonscherben gereinigt, geklopft und gepocht wird.

Von der gepochten Mischung werden genommen:

| | | |
|---|---|---|
| 16 | kg; | dieselben werden trocken gemischt mit |
| 6,5—12,5 | „ | Quarz (gewöhnlich 12,5kg); |
| 4 — 6,5 | „ | grauem Thon (gewöhnlich 4kg); |
| 0,5 | „ | Borax. |

Diese neue Mischung wird auf der Nassmühle gemahlen und zu jeder solchen Portion, die eine Mühle voll giebt, wird während des Mahlens zugesetzt:

| | | |
|---|---|---|
| 2,5 | kg | Thon, |
| 0,66 | „ | Borax. |

Die gemahlene Mischung wird entweder durch Wasser oder durch fein mit Wasser gemahlenen, grauen Thonbrei zu der nöthigen Consistenz gebracht, dann aufgetragen, getrocknet und eingebrannt. Dieselbe liefert eine etwas gelbbraune, gesinterte Grundmasse, die an den Geschirren fest anhaften und dem Kratzen mit einem Fingernagel nicht nachgeben darf.

Die wieder erkalteten Geschirre werden nun mit sogenannter Deckmasse versehen, die ebenfalls als feine Schlämpe nass aufgetragen werden muss.

Die Deckmasse wird folgendermaassen bereitet. Es werden trocken gemischt:

| | | |
|---|---|---|
| 2,5 | kg | Flussspath, fein gepocht; |
| 1,0 | „ | Zinkoxyd, wie es im Handel vorkommt; |
| 4,75 | kg | Zinnoxyd, wie es der eigne Calcinirofen liefert; |
| 0,75 | „ | Knochenmehl, Handelswaare; |
| 0,66—0,99 | kg | Smalte. |

Letztere nur, um einen allenfalsigen Stich ins Gelbliche zu verdecken, daher deren Menge auch wandelbar ist. Diese Mischung von 9—9,9kg wird im Laboratorium als Hauptsache und als eigentliches Emaillir-Geheimniss gemischt, gesiebt und es werden von ihr dann später gemischt je:

| | | |
|---|---|---|
| 9 — 9,9 | kg | mit |
| 16 | „ | fein gemahlenem Feldspath, |
| 9,5 — 9,75 | „ | Borax, nicht entwässert; |
| 3,25 | „ | Soda, nicht entwässert; |
| 1,25— 1,5 | „ | Kali-Salpeter. |

Dieses Alles wird in feuerfesten Tiegeln, welche in ihrem Boden ein Loch haben, zusammengeschmolzen und es fliesst die geschmolzene Masse durch jenes Loch in einen unter den Rost des Ofens gesetzten Untersatz ab. Die erkaltete Masse wird wieder gröblich zerklopft, dabei von anhängenden Unreinigkeiten gereinigt und dann gepocht. Von der gepochten Masse werden je 30kg mit einem Male auf die Nassmühle gegeben und auf dieses Quantum zugesetzt: 6 Näpfchen von ca. 140ccm Inhalt weissen Thon, fein mit Wasser angeschlämmt, und 0,3kg Zinkoxyd.

Die fertige Masse wird dann wieder, falls dies nicht bereits beim Mahlen geschehen ist, auf die gehörige Consistenz gebracht, auf die eingebrannte Grundmasse aufgetragen und ebenfalls eingebrannt.

Ein Zusatz einer Lösung von kohlensaurem Ammoniak oder schwefelsaurer Magnesia wird fast gar nicht mehr angewendet.

Die fertig gebrannten Geschirre müssen ohne aufgegangene Blasen, nicht streifig und von einem schönen, glänzenden Weiss sein.

Die noch heissen Geschirre werden, sofern sie nicht grössere Fehler haben, in gute Waare und in Ausschussgeschirre (mit kleinen Fehlern) geschieden und mittelst Steinkohlentheer geschwärzt. Grössere Fehler in der Emaille werden mittelst kleiner, spitzscharfer Hämmer entfernt und es müssen dann die betreffenden Stücke den Emaillir-Process noch einmal durchmachen.

Ueber die Kosten des Emaillir-Verfahrens gebe ich folgende Anhaltepunkte:

Das Emaillirwerk der betreffenden Hütte fertigte

| | | | |
|---|---|---|---|
| 1868/69 | rund | 620 000kg | emaillirte Waaren |
| 1869/70 | „ | 640 000 | „ |
| 1870/71 | „ | 643 000 | „ |
| 1871/72 | „ | 797 000 | „ |

Dem Emaillirwerke stand ein mit 900 Mark und freier Wohnung dotirter Emaillirmeister vor, der ausser seinem festen Gehalte noch eine Tantième von 4 Pf.*) pro 100kg emaillirter Waare erhielt. Bei dem wirklichen Emailliren (Beizen, Waschen, Auftragen, Brennen und Schwärzen) waren durchschnittlich 20 Arbeiter im Akkord beschäftigt, welche bis zum Jahre 1873 zusammen 140 Pf. pro 100kg emaillirter Waaren erhielten. Später sollte dieser Akkordsatz etwas erhöht werden.

Genannter Akkordsatz vertheilte sich wie folgt:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 4 | Beizer und Wäscher pro 100kg à | | | 6½ | Pf. | 26 | Pf. |
| 1 | desgl. | „ | „ | 7 | „ | 7 | „ |
| 1 | Grundmasse-Aufträger | „ | „ | 8 | „ | 8 | „ |
| 1 | desgl. | „ | „ | 9 | „ | 9 | „ |
| 1 | Deckmasse-Aufträger | „ | „ | 8 | „ | 8 | „ |
| 1 | desgl. | „ | „ | 9 | „ | 9 | „ |
| 1 | Tagbrenner | „ | „ | 8 | „ | 8 | „ |
| 1 | desgl. | „ | „ | 9½ | „ | 9½ | „ |
| 1 | Nachtbrenner | „ | „ | 8 | „ | 8 | „ |
| 1 | desgl. | „ | „ | 9 | „ | 9 | „ |
| 2 | Einbärster | „ | „ | 4 | „ | 8 | „ |
| 2 | desgl. | „ | „ | 6 | „ | 12 | „ |
| 1 | Schwärzer | „ | „ | 5 | „ | 5 | „ |
| 2 | desgl. | „ | „ | 6½ | „ | 13 | „ |
| 20 | Arbeiter zusammen pro 100kg | | | | | 139½ | Pf. |

In den an 140 Pf. fehlenden 1/2 Pf. theilten sich die 5 Beizer und Wäscher.

*) Der einfachen Zahlen wegen sind hier und im Folgenden die betreffenden Angaben in alten Pfennigen (12 alte Pfennige = 10 neue Pfennige) gemacht.

Digitized by Google

Ausserdem waren in dem Emaillirwerke zur Bewältigung der betreffenden Transportarbeiten u. dgl. m. durchschnittlich noch beschäftigt:

7 Arbeitslente mit zusammen täglich 78 Sgr. Lohn
5 Jungen „ „ „ 32½ „ „

Das Aushauen der in der Emaille fehlerhaften Geschirre wurde pro Stück mit 3 Pf. im Akkord bezahlt.

## Das Grundwasser und seine Verwendung zu Wasserversorgungen.

Berichtigende Bemerkungen zu der in Band XXIII, 1879, S. 347 enthaltenen Abhandlung von Oscar Smreker.

Von A. Thiem in München.

In der genannten Abhandlung sucht Herr Smreker die Unrichtigkeit des Darci'schen Filtrationsgesetzes dadurch zu beweisen, dass die letzte analytische Consequenz: der Uebergang von der endlichen Grösse zur unendlichen, in einer aus dem Gesetze analytisch abgeleiteten Formel zu Widersprüchen führt; der Herr Verfasser hätte nicht nothwendig gehabt, die Consequenz soweit zu ziehen; er hätte innerhalb der Endlichkeit noch mehr in die Augen fallende Widersprüche anfdecken können.

Wenn auch der analytische Werth einer Formel ein Kriterium für deren praktische Brauchbarkeit liefert, so wird diese durch jenes allein weder negirt noch bejaht; es gilt dies besonders von Formeln, die ausschliesslich entstanden sind auf dem Wege des Experiments innerhalb gewisser Grenzen; eine absolnte Wahrheit werden solche Formeln fast nie enthalten, sie sind nur mehr oder minder eine Annäherung an die Wahrheit und dieses Mehr oder Minder ist für ihre practische Brauchbarkeit innerhalb ihrer Giltigkeitsgrenzen entscheidend. Ich muss hier gleich bemerken, dass diese Auslassung durchaus keine captatio benevolentiae an den Kritiker ist, denn dann müsste man über das mangelhafte Erkenntnisvermögen auch diesen um Entschuldigung bitten.

Ich habe aus einer ähnlichen Veranlassung in No. 15 des Journals für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung bereits ein vielleicht mangelhaftes Literaturverzeichniss über Autoren gegeben, welche die Richigkeit des Darci'schen Gesetzes direct oder indirect unterstützen; ich erlaube mir darauf hin zu verweisen und beschränke mich hier, den schon von Herrn Smreker genannten Namen: Darci und Dupuit noch anzufügen: diejenigen von Poiseuille, Hagen, F. E. Neumann, Märker, Schünmann, Lang und Renk. Das Gesetz hat innerhalb gewisser Grenzen nicht allein Giltigkeit für den Durchfluss des Wassers, sondern auch für den der Luft.

Hr. Smreker sagt in dem zuerst (1878) erschienenen Theile seiner Abhandlung, dass nach den Lehren der praktischen Hydraulik die Anmerkungen von ihm aufgezählten Einzelwiderstände der Geschwindigkeitshöhe proportional gesetzt werden können. Oben genannte Autoren sind aber darin einig, dass für die hier in Betracht kommenden Bewegungserscheinungen der Widerstand proportional der Geschwindigkeit ist, und es ist somit ein Irrthum, wenn Hr. Smreker von einer solchen Allgemeinheit der Lehren der praktischen Hydraulik spricht. — Im Uebrigen führt F. E. Neumann den Beweis für den klarsten Fall einer mit Widerständen verbundenen Bewegung mit aller analytischen Schärfe, ohne sich auf Experimente oder vereinfachende Hypothesen zu stützen und weist eben nach, dass Widerstand und Geschwindigkeit bei gewissen Bewegungserscheinungen proportional sind.*)

Wenn nun Herr Smreker behauptet, dass der Process im Filter doch etwas verschieden sein dürfte von der Bewegung im Untergrunde, so ist dies eine persönliche Ansicht, für welche er den Beweis schuldig bleibt. Ob ich den Sand künstlich aufschichte oder ob dies die Natur besorgt, kann wohl quantitativ, nie aber qualitativ verschieden sein.

Zu Details der Sache selbst übergehend, so behauptet Hr. Smreker, dass ich annehme, in einer gewissen Entfernung *R* vom Brunnenmittel verschwinde die Depression; dies spreche ich aber nirgends aus, sondern sage nur, dass *R* die Entfernung vom Brunnen bezeichne, in welcher die Depression keine praktische Bedeutung mehr hat. Zwischen Verschwinden im analytischen Sinne oder die Bedeutung verlieren im praktischen ist aber doch wol ein gewaltiger Unterschied, namentlich dann, wenn man, wie Herr Smreker es thut, analytische Consequenzen daran knüpft. Unter praktisch bedeutungslosen Grössen verstehe ich solche, die kleiner sind als die Beobachtungsfehler und die natürliche Schwankung des Grundwasserspiegels während entsprechender Beobachtungszeiten. Die Widersprüche, die dann weiter gelegentlich der Bestimmung der Integrationsconstanten gefunden werden, sind sehr leicht erklärlich; sie entstehen durch eine falsche Auffassung des Coefficienten *k*. Dieser Coefficient ist nur ein constanter und kann mit hinreichender Genauigkeit als solcher angesehen werden innerhalb der Grenzen des Experiments, welches zur Kenntnis des Gesetzes führte; über diese Grenzen hinaus wird er eine Function der Geschwindigkeit. Herr Smreker beweist eben weiter nichts, als dass das Darci'sche Gesetz keine universelle Giltigkeit hat und darüber sind sich diejenigen, welche es aufgestellt oder sich dessen bedient haben, wohl niemals im Unklaren gewesen. Wenn ich in meinen Auseinandersetznngen keine Relationen für die Grenzen entwickelte, so kann wol meinen Deductionen, nicht aber dem Fundamentalgesetz ein Vorwurf gemacht werden. Glücklicherweise liegen die Verhältnisse so, dass in der Praxis die Giltigkeitsgrenzen der Formel sich so drastisch und scharf markiren, dass man sie bei nur einigermaassen aufmerksamer Beobachtung wahrnehmen muss.

Von der praktischen Brauchbarkeit des Gesetzes habe ich mich gelegentlich des Betriebes von 5 Versuchsbrunnen und Untersuchung der Ergiebigkeit eines artesischen Beckens hinreichend überzeugt.*) Die Untersuchung der Brunnen von Grenelle und Passy im Februar 1844 bezw. November 1861, welche unter Benützung des Darci'schen Gesetzes erfolgten, gaben Resultate, die an Uebereinstimmung von Gesetz und Experiment nichts zu wünschen übrig liessen.**) Die Ergiebigkeitsbestimmnng einer artesischen Bohrung geschah unter derselben vereinfachenden Hypothese, die ich mir für den Schachtbrunnen gestattete, und dieselben Anstellungen lassen sich an beiden Formeln machen; nichtsdestoweniger sind beide höchst brauchbar und ein so scharfsinniger und vorsichtiger Ingenieur wie Dupnit wird sich wol die Sache mehrmals überlegt haben, ehe er unmittelbaren Gebrauch von einem Gesetze machte. Er betrachtete allerdings die Formel auch nur als ein Werkzeug in der Hand der Intelligenz und als nichts anderes.

Die Behauptung der Gegner von Grundwasserversorgungen: „man sei augenblicklich noch nicht in der Lage, das Quantum des einem Grundwasserstrome zu entnehmenden Wassers a priori mit positiver Sicherheit anzugeben,“ wird überhaupt niemals bestritten werden können, mag die Theorie über diesen Gegenstand bis zu denkbar grösster Vollkommenheit ausgebildet werden; ich verstehe dabei unter a priori: vor alles Erfahrung. Selbst wenn die natürliche Geschwindigkeit gekannt wäre, fehlt zur Quantitätsbestimmung stets die Kenntniss der Profilgrösse und des Porenvolnmens; erstere muss durch Bohrungen, letzteres durch Versuchsbrunnen bestimmt werden; dies wird immer so sein müssen und damit ist die Apriorität hinfällig.

Inwieweit nun der unterzuchende Ingenieur berechtigt ist, den auf deductivem Wege gefundenen Resultaten einen inductiven Werth beizulegen, hängt stets vom Specialfall ab. Damit soll nun nicht im Entferntesten behauptet werden, dass eine Vervollkommnnng der bestehenden Theorien nicht namentlich dann erwünscht ist, wenn sie wesentlich Besseres an die Stelle des Bisherigen setzt und wenn Herr Smreker, wie er verspricht, dies thut, soll mein Dank dafür nicht der kältese sein. Ob seine Abhandlnng vom vorigen Jahre der erste Schritt dazu ist, muss erst die Folge lehren.

*) Abhandlungen von Dr. Heinrich Jacobson in Königsberg, Jahrgang 1860 von Reichert's und Dubois-Reymond's Archiv. Beitrag I, Seite 88 und ff.

*) Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung, 1879, Seite 518.

**) Dupuit: Traité de la conduite etc., pag. 104 und ff.

Digitized by Google

# Literarisches.

## Compendium der mechanischen Wärmetheorie.

(Schluss von Seite 49.)

Den bekannten Carnot'schen Kreisprocess benutzt dann der Verfasser im Wesentlichen auf übliche Weise, um auf Grund der Erfahrung bezw. Annahme, dass ohne Arbeitsverbrauch, überhaupt ohne irgend eine den Vorgang begleitende sonstige Aenderung niemals Wärme von niederer zu höherer Temperatur übergehen kann, jene Grösse $T$ als eine Function der Temperatur $t$ nachzuweisen, die unabhängig ist von der Art und vom Wärmezustande des jeweils in Betracht gezogenen Körpers, sofern dieser Zustand durch die Temperatur allein nicht bestimmt ist. Unter einem Kreisprocesse ist hier eine solche Aenderung des Wärmezustandes eines Körpers zu verstehen, wobei der letztere schliesslich in seinen anfänglichen Zustand zurückkehrt. Wenn statt dessen der Verfasser jede Folge von Zustandsänderungen einen Kreisprocess nennt, ihn als vollständig und unvollständig unterscheidend, jenachdem der betreffende Körper zu Ende desselben in seinen ursprünglichen Wärmezustand zurückgekehrt ist oder nicht, so können diese (im Anschlusse an Zeuner gebrauchten) Benennungen durch als glückliche bezeichnet werden, indem schon dem gewöhnlichen Sprachgebrauche zufolge unter einem Kreislaufe eine solche Bewegung oder Zustandsänderung verstanden wird, bei welcher das Bewegliche bezw. Veränderliche zuletzt oder periodisch an seinen anfänglichen Ort bezw. in seinen anfänglichen Zustand zurückkehrt, so dass ein sogenannter „unvollständiger Kreisprocess" überhaupt kein Kreisprocess ist, diese Bezeichnung vielmehr einen Widerspruch in sich enthält; auch ist kaum ein Bedürfniss dafür ersichtlich, für eine zusammengesetzte Zustandsänderung, d. h. für eine solche, die aus mehreren auf einander folgenden, nach verschiedenen Gesetzen stattfindenden einfacheren Zustandsänderungen besteht, nach einem besonderen Namen zu suchen.

Ein Mangel bei des Verfassers Erörterung des Carnot'schen Kreisprocesses liegt ferner darin, dass er dabei stillschweigend von zwei Voraussetzungen ausgeht, die zwar meistens, aber nicht immer zutreffen: von den Voraussetzungen nämlich, dass isothermische Expansion eines Körpers Wärmemittheilung erfordere und dass bei gleichem Volumen Spannung und Temperatur in gleichem Sinne sich ändere, dass somit adiabatische (ohne Wärmemittheilung stattfindende) Expansion mit Abnahme der Temperatur verbunden sei. Hier war es wesentlich zu bemerken, dass die aus dem Carnot'schen Kreisprocesse gezogenen Folgerungen unverändert giltig bleiben, wenn zugleich in beiden fraglichen Beziehungen das entgegengesetzte Verhalten stattfindet, wenn also, falls ausnahmsweise Volumenverkleinerung des Körpers mit Wärmemittheilung an denselben bei constanter Temperatur verbunden ist, dann auch bei gleichem Volumen dem grösseren Drucke die kleinere Temperatur entspricht, wie es z. B. bei einem Gemische von Eis und Wasser der Fall ist, dessen Volumen durch Wärmemittheilung, also durch Schmelzung von Eis sich verkleinert, während auch die Schmelztemperatur, also die Temperatur des Gemisches, mit wachsendem Drucke abnimmt (nach Thomson um $0{,}0075\,^{\circ}$C. für eine Druckzunahme von 1 Atm.). Die aus dem Carnot'schen Kreisprocesse gezogenen Folgerungen würden ihre allgemeine Giltigkeit nur dann verlieren, wenn, was thatsächlich nicht der Fall ist, solche Körper bekannt wären, die in einer der fraglichen Beziehungen das normale, in der andern das entgegengesetzte Verhalten zeigen.

Die Temperaturfunction $T$ nennt der Verf. die natürliche Temperatur zum Unterschiede von der empirischen Temperatur $t$. Entsprechend werden unter die Differentialquotienten

$$\frac{dQ}{dT} = c \quad \text{und} \quad \frac{dQ}{dt} = c'$$

bezw. als rationelle und empirische specifische Wärme unterschieden. Indem sie von der Art der betreffenden Aenderung des Wärmezustandes abhängig sind, werden sie insbesondere bei constantem Volumen mit $c_v$ und $c'_v$, bei constanter Spannung mit $c_p$ und $c'_p$ bezeichnet.

Die Formen, in denen nun der Verf. nach diesen Vorbereitungen die Hauptgleichungen entwickelt und in einer für die Anwendungen passenden Folge zusammenstellt, sind beachtungswerth. Es wird dabei vorausgesetzt, dass als Functionen der unabhängig Variablen (des specifischen Volumens $v$ und der natürlichen Temperatur $T$) die Spannung $p$ durch die Zustandsgleichung:

$$p = f(v, T) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und ferner die empirische specifische Wärme bei constanter Spannung ($c'_p$) durch Versuche bekannt seien. Dann ist, unter $A$ den Wärmewerth der Arbeitseinheit verstanden, die empirische specifische Wärme bei constantem Volumen:

$$c'_v = c'_p + AT\frac{\left(\frac{dp}{dT}\right)^2}{\frac{dp}{dv}}\frac{dT}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und ergeben sich aus $c'_v$ und $c'_p$ die rationellen specifischen Wärmen:

$$c_v = c'_v\frac{dt}{dT} \quad \text{und} \quad c_p = c'_p\frac{dt}{dT}.$$

Beide specifischen Wärmen $c_v$ und $c_p$ können als aus zwei Theilen bestehend betrachtet werden, so dass der erste Theil eine blosse Function der Temperatur ist, während der andere zugleich von dem Gesetze abhängt, nach welchem sich $v$ und somit $p$ zusammen mit der Temperatur ändert. Jenen ersten Bestandtheil nennt der Verfasser die Wärmecapacität des betr. Körpers. Wird dieselbe mit $k$ bezeichnet, so ist

$$k = c'_v\frac{dt}{dT} - AT\frac{dp}{dT}p\,dv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und ergiebt sich dann mit Hilfe dieser Grösse $k$ die specifische Energie (Körperwärme):

$$U = \int k\,dT + A\int\left(T\frac{dp}{dT} - p\right)dv \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

abgesehen von einem für die Anwendungen gleichgiltigen Summanden. Mit derselben Abstraction ist die Entropie:

$$E = \int\frac{k\,dT}{T} + A\int\frac{dp}{dT}\,dv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Endlich ist die Expansionsarbeit beim Uebergange des Volumens von $v_0$ in $v$, der Spannung von $p_0$ in $p$:

$$L = \int_{v_0}^{v} p\,dv = pv - p_0v_0 + \int_{p}^{p_0} v\,dp \quad . \quad . \quad (10)$$

und die bei umkehrbarer Aenderung des Wärmezustandes mitzutheilende Wärme:

$$Q = U - U_0 + AL \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

unter $U_0$ die dem Anfangszustande entsprechende Energie verstanden.

Der zweite Theil, betr. das Verhalten der Gase, wird vom Verf. in zwei Abschnitte zerlegt, die bezw. von umkehrbaren und von nicht umkehrbaren Zustandsänderungen handeln. Der erste Abschnitt giebt zu wenig Bemerkungen Anlass. Eines seiner hauptsächlichsten Ergebnisse ist die Erkenntniss der natürlichen Temperatur $T$ als lineare Function der empirischen Function $t$:

$$T = \alpha + t = 273 + t$$

bei Voraussetzung der Celsius'schen Scala. So wenig dieses allgemein bekannte, auf der Zustandsgleichung eines Gases:

$$pv = R(\alpha + t) \text{ mit } R = \text{Const.},$$

also auf dem Mariotte'schen und Gay-Lussac'schen Gesetze beruhende Resultat an und für sich anfechtbar ist, so kann doch die Art, wie es vom Verf. abgeleitet wird, nicht gebilligt werden. Indem er nämlich dazu von dem bekannten Joule'schen Versuche ausgeht, dem zufolge das ohne äussere Wärmemittheilung stattfindende Ueberströmen hoch gespannter Luft aus einem in ein Anfangs luftleeres anderes Gefäss von keiner (nach Wiedereintritt des Ruhezustandes) resultirenden Temperaturänderung dieser Luft begleitet wird, folgert er zunächst aus der auf diesen Vorgang von ihm angewendeten Gleichung (11) wegen $Q = 0$ und mit $L = 0$:

$$U = U_0,$$

ohne zu beachten, dass diese Gleichung (11) nur für umkehrbare Aenderungen des Wärmezustandes abgeleitet wurde, und dass darin die Expansionsarbeit $L$ nur dann mit der oberflächlichen Expansionsarbeit (die im vorliegenden Falle $=$ Null ist) identificirt werden kann, wenn die augenblickliche Spannung stets in allen Punkten des betreffenden Körpers

Digitized by Google

gleich zu setzen ist. Hier ist aber offenbar weder das eine noch das andere der Fall. Dass während des Ueberströmens der Luft an verschiedenen Stellen der communicirenden Gefässe sehr verschiedene Luftspannungen herrschen, ist ohne weiteres einleuchtend, und da auch die vorübergehend von der heftig bewegten Luft erlaugte lebendige Kraft nur durch Umsetzung in Wärme infolge von Bewegungswiderständen wieder verschwinden kann, so ist die dabei stattfindende Aenderung des Wärmezustandes eine nicht umkehrbare. Nach obiger Gleichung (2) ist vielmehr, wenn sie durch Integration auf den ganzen in Rede stehenden Vorgang bezogen wird, die vom Verf. benutzte Gleichung (11) hier zu ersetzen durch:

$$Q = U - U_0 + AE - AH,$$

worin $B$ die durch Bewegungswiderstände in Wärme verwandelte lebendige Kraft und $E$ die Expansionsarbeit bedeutet. Letztere rührt hier nur, während die oberflächliche Expansionsarbeit = Null ist, von den nicht oberflächlichen Luftelementen und ihren Spannungsdifferenzen her; sie ist es, welche die ihr gleiche lebendige Kraft der Luft vorübergehend verursacht, und da eben diese lebendige Kraft demnächst durch Bewegungswiderstände in Körperwärme zurückverwandelt wird, so ist $E = B$ und somit allerdings $U = U_0$ wegen $Q = 0$. Unmittelbar ergiebt sich übrigens diese Gleichung $U = U_0$ aus der Gleichung des Arbeitsvermögens, nämlich aus obiger Gl. (3) bei ihrer Integration bis zum Wiedereintritt des Ruhezustandes, da dann $\int dL = 0$ ist, während auch $\int dP = 0$ und wegen Abstraction von der Schwerkraft, überhaupt von Massenkräften $\int dM = 0$ ist.

Aus $T = a + t$ folgt $dT = dt$, somit $c_v = c_v$, $c'_p = c_p$, und ergeben sich dann weiter aus Gl. (6) — (11) mit Rücksicht auf die Zustandsgleichung

$$pv = R(a + t) = RT \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

die folgenden Hauptgleichungen für Gase:

$$c_p - c_v = AR;\ k = c_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

$$U = c_v T;\quad E = c_v \ln (Tv^{n-1}) \text{ mit } n = \frac{c_p}{c_v} \quad . \quad (14)$$

$$Q = c_v (T - T_0) + A\int_{v_0}^{v} p\,dv = c_p (T - T_0) - A\int_{p_0}^{p} v\,dp \quad (15).$$

Im zweiten Abschnitte des in Rede stehenden zweiten Theiles, stellt der Verf. zunächst eine allgemeine Formel auf für die Geschwindigkeit in irgend einem Querschnitte eines permanenten Gasstromes. Wenn er hierbei von der Bemerkung ausgeht, „dass für die nicht umkehrbaren Processe alle Hauptgleichungen in Kraft bleiben, falls nur in der Entropiegleichung die Vermehrung der lebendigen Kraft des Gases als eine von diesem verrichtete Arbeit zur äusseren Arbeit hinzu gerechnet wird“, so könnte zwar selbst noch diese letzte Einschränkung bei dem Sinne, den der Verf. mit einem nicht umkehrbaren Processe verbindet, durch Einführung des allgemeineren Begriffes der Expansionsarbeit beseitigt werden, von welcher die sog. äussere Arbeit oder oberflächliche Expansionsarbeit im Allgemeinen nur ein Theil ist; dagegen ist jene Bemerkung unrichtig, wenn sie auch auf nicht umkehrbare Aenderungen des Wärmezustandes übertragen wird, insbesondere also auf die strömende Bewegung einer Flüssigkeit bei Berücksichtigung von Bewegungswiderständen und somit den dadurch bedingten Verwandlungen von lebendiger Kraft in Wärme, wodurch vielmehr die Gleichung für $Q$ wesentlich beeinflusst wird. So sehr es nun von Interesse ist, zu wissen, ob die vom Verf. aufgestellte Fundamentalgleichung auch in solcher Allgemeinheit giltig ist, so ist dies doch aus seiner Ableitung derselben nicht ersichtlich, indem der Einfluss von Bewegungswiderständen dabei unberücksichtigt blieb; dass es aber in der That der Fall ist, ergiebt sich aus der allgemein giltigen, im Gegensatze zu den Gleichungen (1) und (2), aber von Bewegungswiderständen unabhängigen Gleichung (3) des Arbeitsvermögens:

$$d(L + WU) = dM + dP + WdQ,$$

indem sie auf die Aenderung bezogen wird, welche das Arbeitsvermögen der zwischen zwei Querschnitten $F_0$ und $F$ des Gasstromes befindlichen Gasmasse in einem Zeitelemente $dT$ erfährt und welche, unter $G$ das pro Secunde durch jeden Querschnitt strömende Gasgewicht verstanden, mit Rücksicht auf den vorausgesetzten Beharrungszustand (die vorausgesetzte Permanenz) der Bewegung im Verhältnisse $GdT : 1$ kleiner als die Differenz derjenigen Arbeitsvermögen ist, die den Zuständen der Gewichtseinheit des Gases beim Durchgange durch die Querschnitte $F_0$ und $F$ (im Sinne von $F_0$ gegen $F$) entsprechen. Indem dabei der Zustand in einem Querschnitte (Bewegungs- und Wärmezustand) nur als mittlerer in Betracht gezogen, d. h. von Zustandsdifferenzen in zwei Punkten desselben Querschnittes abgesehen wird, seien die Spannung, das specifische Volumen, die Temperatur und die Geschwindigkeit im Querschnitte $F_0 = p_0, v_0, t_0, w_0$, im Querschnitte $F = p, v, t, w$, und es sei $Q$ die Wärme, die jedem Kilogramm von $F_0$ bis $F$ strömenden Gases zwischen diesen Querschnitten von aussen mitgetheilt wird, insbesondere z. B. durch die Wand einer Röhre hindurch, in welcher das Gas strömt, bei Abstraction von Wärmeleitung im Innern des Gases selbst im Sinne seiner strömenden Bewegung. Aus jener Gleichung (3) ergiebt sich dann, abgesehen von Massenkräften (insbesondere von der Schwerkraft):

$$\frac{w^2 - w_0^2}{2g} + W(U - U_0) = p_0 v_0 - pv + WQ$$

oder mit $AW = 1$:

$$Q = U - U_0 + A(pv - p_0 v_0) + A\frac{w^2 - w_0^2}{2g} \quad (16).$$

Während diese Gleichung allgemein für alle Arten von Flüssigkeiten gilt, ist insbesondere für Gase nach Gl. (12) — (14):

$$U - U_0 + A(pv - p_0 v_0) = c_v (T - T_0) + AR(T - T_0) = c_p (T - T_0),$$

also

$$Q = c_p (T - T_0) + A\frac{w^2 - w_0^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

und folgt daraus wegen

$$G = \frac{Fw}{v} = \frac{F_0 w_0}{v_0}, \quad \text{also} \quad \frac{w_0}{w} = \frac{F}{F_0}\cdot\frac{v_0}{v} = \frac{F}{F_0}\cdot\frac{T_0}{T}\cdot\frac{p}{p_0}$$

$$w = \sqrt{\frac{2g}{A}\cdot\frac{Q + c_p (T_0 - T)}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\cdot\frac{T_0}{T}\cdot\frac{p}{p_0}\right)^2}} \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Diese Gleichung wird nun insbesondere zunächst auf den Fall einer adiabatischen permanenten Strömung, entsprechend $Q = 0$, angewendet und dabei zwischen $p, T$ und $p_0, T_0$ die Beziehung:

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}} \text{ mit } n = \frac{c_p}{c_v} \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

angenommen, hinsichtlich welcher die Begründung des Verfassers durch die Bemerkung ergänzt werden muss, dass jene Beziehung nicht die nothwendige Folge der angenommenen $Q = 0$ ist, sondern ausserdem eine adiabatische umkehrbare Aenderung des Wärmezustandes, also das Fehlen von Bewegungswiderständen voraussetzt. So ergiebt sich mit Rücksicht zugleich auf obige Gleichung (13) ein Ausdruck für $w$, aus welchem endlich für das pro Secunde jeden Querschnitt durchströmende Gasgewicht

$$G = \frac{Fw}{v} = \frac{Fwp}{RT}$$

wieder mit Rücksicht auf Gl. (19) der folgende Ausdruck gefunden wird:

$$G = Fp_0\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}\sqrt{\frac{2gn}{(n-1)RT_0}\cdot\frac{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\right)^2\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{n}}}} \quad (20).$$

Indem der Verfasser diesen Ausdruck namentlich zur Bestimmung des Gasgewichtes, das im Beharrungszustande pro Secunde aus der Mündung $F$ eines Gefässes ausströmt, benutzt vorbehaltlich seiner Correctur durch einen empirisch zu bestimmenden Factor, befindet er sich im Wesentlichen mit dem Vorgange anderer Autoren in Uebereinstimmung, nur dass diese sich meistens auf die Voraussetzung eines hinlänglich kleinen Verhältnisses



Digitized by Google

$\frac{F}{F_0}$ beschränkten, um den damit behafteten Nenner unter dem Wurzelzeichen = 1 setzen, d. h. die Geschwindigkeit $w_0$ im Querschnitte $F_0$ unberücksichtigt lassen, event. sich damit begnügen zu dürfen, die Spannung $p_0$ entsprechend etwas grösser in Rechnung zu stellen, als sie wirklich ist.

Bei dieser Anwendung von Gl. (20) auf den Ausfluss von Gasen aus Gefässmündungen sind $p_0$ und $T_0$ als durch Messung an der Stelle des Gefässquerschnittes $F_0$ bekannte Grössen zu betrachten; dagegen ist es fraglich, welcher Werth der Spannung $p$ in der Mündung $F$ beizulegen, ob insbesondere und unter welchen Umständen sie der bekannten Aussenspannung $p_1$, d. h. der Spannung des Mediums ausserhalb der Mündung gleich zu setzen ist. Dass dies nicht unter allen Umständen zulässig ist, folgt daraus, dass, wenn $\frac{p}{p_0}$ von 1 bis 0 abnimmt, der Werth von $G$ nach Gl. (20) unter übrigens gleich bleibenden Umständen von Null bis zu einem Maximum wächst und dann wieder bis Null abnimmt, während mit abnehmender Aussenspannung $p_1$, die Ausflussmenge offenbar beständig zunehmen muss. Jenes Maximum von $G$ nach Gl. (20) entspricht dem durch die Gleichung

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n}{n}} - \frac{n-1}{n+1}\left(\frac{F}{F_0}\right)^2 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n+1}{n}} = \frac{2}{n+1} \quad . \quad (21)$$

bestimmten Verhältnisse:

$$\frac{p}{p_0} = f\left(\frac{F}{F_0}\right)$$

und ist:

$$G_{max} = \frac{CF p_0}{\sqrt{RT_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22),$$

unter $C$ gleichfalls eine Function von $\frac{F}{F_0}$ verstanden. Insbesondere für folgende Werthe von $\frac{F}{F_0}$ fand der Verfasser die daneben stehenden Werthe von $f\left(\frac{F}{F_0}\right)$ und von $C$:

| $\frac{F}{F_0}$ | $f\left(\frac{F}{F_0}\right)$ | $C$ |
|---|---|---|
| 0 | 0,52640 | 2,1495 |
| 0,1 | 0,52705 | 2,1536 |
| 0,2 | 0,53166 | 2,1671 |
| 0,3 | 0,53829 | 2,1902 |
| 0,4 | 0,54617 | 2,2245 |
| 0,5 | 0,56210 | 2,2727 |

Aus dieser Betrachtung folgt, dass $p$ in Gl. (20) jedenfalls nur so lange $= p_1$ sein kann, als $p_1 > p_0 f\left(\frac{F}{F_0}\right)$ ist. Wenn aber der Verfasser sich der auch anderweitig schon aufgestellten Vorschrift anschliesst, dass in diesem Falle wirklich $p = p_1$, andernfalls aber $p = p_0 f\left(\frac{F}{F_0}\right)$ zu setzen, dass also die Ausflussmenge $G$ im ersten Falle nach Gl. (20) mit $p = p_1$, im zweiten nach Gl. (22) zu berechnen ist, so beruht diese Regel natürlich auf einer Annahme, die der Prüfung, bezw. der Correction jener Gleichungen (20) und (22) durch Hinzufügung eines empirisch zu bestimmenden Factors $\mu$, des sogenannten Ausflusscoefficienten bedarf. Ausser der etwaigen Fehlerhaftigkeit jener Annahme hat dieser Factor den bisher ausser Acht gelassenen Bewegungswiderständen und dem Umstande Rechnung zu tragen, dass die als ebene Fläche gemessene Mündung nicht immer durchweg normal vom Gase durchströmt wird.

Da die Versuche von Zeuner und Fliegner, die wegen der sehr verschiedenen dabei angewendeten, bis zum Vierfachen der Aussenspannung $p_1$ reichenden inneren Spannungen $p_0$, vorzugsweise zur Prüfung der Gleichungen (20) und (22) geeignet sind, in der Weise angestellt wurden, dass die Luft aus einem Behälter ausströmte, der keinen Ersatz für das ausgeflossene Quantum erhielt und in welchem deshalb die Spannung $p_0$ beständig abnahm, so entwickelt der Verfasser zunächst die Ansdrücke, nach denen unter solchen Umständen die in einer gewissen Zeit ausfliessende Luftmenge zu berechnen ist unter der Voraussetzung, dass wenigstens für jeden Zeitelement der Ausfluss als permanent betrachtet werden und somit Gl. (20) oder Gl. (22) zur Berechnung der entsprechenden elementaren Ausflussmenge Anwendung finden kann, je nachdem $p_1$ grösser oder kleiner als $p_0 f\left(\frac{F}{F_0}\right)$ oder vielmehr als $p_0 f(0) = 0{,}5264\, p_0$, d. h. je nachdem

$$\frac{p_0}{p_1} \lesssim 1{,}9$$

ist, sofern bei den Versuchen $\frac{F}{F_0}$ sehr klein war. Die rechnungsmässige Vergleichung der theoretischen Formeln mit diesen Versuchen, die theils mit einer gegen die Gefässwand hin abgerundeten kurzen cylindrischen Ansatzröhre von ungefähr $4^{mm}$ Mündungsweite, theils mit einer scharfkantig ohne Erweiterung angesetzten solchen Röhre von ungefähr $5{,}5^{mm}$ Weite angestellt wurden, hat zu sehr werthvollen, die Brauchbarkeit der Formeln in befriedigendem Maasse bestätigenden Ergebnissen geführt. So lange $p_0 > 1{,}9\, p_1$ war, ergaben sich für den Correctionsfactor $\mu$ des Ausdruckes (22) für die Ausflussmenge $G$ pro Secunde nur derartig unregelmässig schwankende Werthe, dass die Unterschiede den Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden mussten, während im Mittel für die abgerundete Röhre $\mu = 1$, für die scharfkantig angesetzte $\mu = 0{,}854$ zu setzen war. Im Falle $p_0 < 1{,}9\, p_1$ zeigte sich dagegen eine Abhängigkeit des mit dem Ausdrucke (20) und zwar in der Weise, dass

$$\mu = \left(0{,}856 + 0{,}06\,\frac{p_0}{p_1}\right)\mu_1$$

gesetzt werden konnte, unter $\mu_1$ jenen constanten Werth für die innen abgerundete Röhre verstanden.

So schätzenswerth übrigens diese Ermittelungen sind, so geht der Verfasser in der Schätzung ihrer Gültigkeit zu weit, indem er sie z. B. auch auf den Ausfluss der Luft aus conischen Düsen überträgt, ohne zu beachten, dass hierbei nicht, wie bei den cylindrisch auslaufenden Röhren, die ebene Mündungsfläche $F$ durchaus normal vom Gase durchströmt wird, dass vielmehr eine gewisse Contraction des Luftstromes unmittelbar nach dem Ausflusse aus der Mündung hier zugleich in Betracht kommt, wie sie noch in höherem Grade beim Ausflusse aus einer Mündung in der dünnen Wand stattfindet. Dieser Umstand bedingt ausserdem infolge der Centrifugalkräfte der in krummen (gegen den Rand hin stärker gekrümmten) Bahnen strömenden Luftheilchen eine Zunahme der Mündungsspannung vom Rande gegen die Mitte der Mündung und somit eine Zunahme des mittleren Werthes $p_1$ aus diesem Grunde ist auch die mittlere Spannung im Eintrittsquerschnitte der scharfkantig angesetzten Röhre nothwendig grösser als im Mündungsquerschnitte derselben, und darauf ist, somit auf die innere Contraction, der kleinere Werth von $\mu$ im Vergleiche mit demselben für die abgerundete Röhre zurückzuführen.

Indem der Verfasser die hier besprochene adiabatische Zustandsänderung eines Gasstromes, die der Gleichung (19) entsprechend stattfindet, als isoentropische bezeichnet, stellt er in Beziehung darauf die folgenden bemerkenswerthen Sätze auf:

1) Wenn in einem Rohre nur isoentropische Zustandsänderungen eintreten, kann im Beharrungszustande des Ausflusses die Spannung im kleinsten Querschnitte nicht kleiner sein als jene, welche dem Maximum des Ausflussgewichtes entspricht.

2) Wenn zwischen dem Ausflussgefässe und dem kleinsten Querschnitte nur isoentropische Zustandsänderungen eintreten, müssen die Spannungen in den Zwischenquerschnitten im Beharrungszustande des Ausflusses sämmtlich grösser sein als im kleinsten Querschnitte.

3) Gehen die Zustandsänderungen zwischen dem kleinsten Querschnitte und der Mündung isoentropisch vor sich, so können im Beharrungszustande die Spannungen in den zwischenliegenden Querschnitten nicht kleiner sein als im kleinsten Querschnitte, wenn die Spannung in diesem grösser als die dem Maximum des Ausflussgewichtes entsprechende ist.

Digitized by Google

So wenig aber diese Sätze anfechtbar sind, so sehr sind es die Folgerungen, die der Verfasser daran anschliesst. Wie nämlich oben bereits hervorgehoben wurde, setzt die in Rede stehende isocntropische Zustandsänderung eine umkehrbare Aenderung des Wärmezustandes, also das Fehlen von Bewegungswiderständen voraus. Finden solche Bewegungswiderstände statt, so ändert sich $p$ mit $T$ in anderer Weise, als gemäss Gl. (19), und kann es insbesondere der Fall sein, dass $p$ constant bleibt. Einer solchen als isotonisch von ihm bezeichneten Zustandsänderung bei constanter Spannung legt nun aber der Verfasser eine ganz unberechtigte Wichtigkeit bei, indem er die unbewiesene Behauptung aufstellt, dass die Zustandsänderung eines Gasstromes in einem Rohre nur entweder isocntropisch oder isotonisch sei, und auf diese unberechtigte Annahme eine ausführliche Analyse des permanenten adiabatischen Ausflusses eines Gases aus einem Rohre theils mit stetig veränderlichen Querschnitten, theils mit plötzlichen Querschnittsänderungen begründet.

In Wahrheit findet eine solche isotonische Zustandsänderung näherungsweise in dem freien Luftstrome ausserhalb der Mündung statt, mit der Annäherung nämlich, mit welcher von der einwärts convexen Krümmung der von den Lufttheilchen durchlaufenen Bahnen und der dadurch bedingten Spannungszunahme gegen das Innere des Gasstromes hin abgesehen werden kann, indem dann die an der Oberfläche dieses Stromes gegebene, der Aussenspannung $p_1$ gleiche Spannung auch als mittlere aller Querschnitte gelten kann. Für einen solchen Querschnitt, in welchem die mittlere Geschwindigkeit bis $w$ abgeaommen hat, ergiebt sich dann die Temperatur $T$ aus der für einen Gasstrom allgemein giltigen Gl. (17) mit $Q = 0$, dann $v$ aus der Zustandsgleichung (12) mit $p = p_1$ und endlich die Grösse $F$ des betreffenden Querschnittes daraus, dass $\frac{Fw}{v}$ constant ist; die Lage dieses Querschnittes, in dem die Geschwindigkeit $w$ herrscht, ist dabei vom Widerstande abhängig, der hier freilich kaum a priori in Rechnung gebracht werden kann, indem er grossentheils von der nach unbekannten Gesetzen allmälig stattfindenden Mischung des Luftstromes mit der ihn umgebenden Luft abhängt. Während nun aber in diesem Falle $p =$ Const. durch die Umstände gegeben und ein gewisses Aenderungsgesetz von $F$ die Folge davon war, wird umgekehrt, wenn für die in einer Röhre strömende Luft das Aenderungsgesetz von $F$ gegeben ist, die Folgerung $p =$ Const. nur unter ganz besonderen Umständen, nämlich bei ganz besonderem Wirkungsgesetze des Bewegungswiderstandes zulässig sein. Die betreffenden Entwickelungen des Verfassers in No. 22—26 seines Buches haben deshalb nur beschränkten Werth, wenigstens viel geringere Anwendbarkeit, als für sie in Anspruch genommen wird.

Der dritte Theil handelt namentlich vom Verhalten der gesättigten Dämpfe. Nach Anführung der wichtigsten Resultate von Regnault's bezüglichen Versuchen werden die Hauptgleichungen von Dampf- und Flüssigkeitsgemischen aufgestellt, wovaus sich dieselben für gesättigten Dampf und für (vom Verfasser so genannte) vorgewärmte Flüssigkeit, d. h. für Flüssigkeit, deren Spannung gleich derjenigen ihres gesättigten Dampfes von gleicher Temperatur ist, als Grenzfälle ergeben. Diese Gleichungen erscheinen zwar hier in theilweise ungewöhnlichen Formen, entsprechend der Einführung der Entropie $E$ und den Ausdrücken, die der Verfasser hierfür und für die Energie $U$ in den obigen allgemeinen Gleichungen (8) und (9) aufgestellt hat unter Benutzung der von ihm so genannten, durch Gl. (7) bestimmten Wärmecapacität $k$; übrigens aber bietet diese Entwickelung, deren Vorzug vor der sonst üblichen Herleitung und Darstellung der betreffenden Beziehungen vom Gesichtspunkte des ja auch vom Verfasser zur Richtschnur genommenen technischen Bedürfnisses aus dahin gestellt sei, zunächst noch keine neuen Gesetze dar. Eine Unklarheit zieht sich durch sie insofern hindurch, als die sogenannte Flüssigkeitswärme $q$, nachdem sie auf S. 115 als die Wärmemenge definirt wurde, die einem Kilogramm der 0 Grad warmen Flüssigkeit zur Erwärmung bis $t$ Grad bei constant erhaltenem Drucke mitgetheilt werden muss, später als die Wärmemenge betrachtet wird, die einem Kilogramm Flüssigkeit behufs ihrer Erwärmung von 0 Grad bis $t$ Grad dann mitgetheilt werden muss, wenn ihre wechselnde Spannung dabei beständig derjenigen des betreffenden gesättigten Dampfes von derselben Temperatur gleich, wenn sie also nach des Verfassers Bezeichnung beständig vorgewärmt ist.

Neu und sehr bemerkenswerth ist nun aber ein empirisches Gesetz, das der Verfasser im weiteren Verlaufe seiner Untersuchung des Verhalteus gesättigter Dämpfe unter der Bezeichnung als „Satz von der äusseren Arbeit" aufstellt. Bekanntlich ist die sog. Verdampfungswärme, vom Verfasser mit $R$ bezeichnet, nämlich die Wärmemenge, welche nöthig ist, um ein Kilogramm $t$ Grad warmer Flüssigkeit bei constantem Drucke $p$ in $t$ Grad warmen gesättigten Dampf zu verwandeln, als aus zwei Theilen bestehend zu betrachten, die als innere und äussere Verdampfungswärme bezeichnet zu werden pflegen; letztere ist das Wärmeäquivalent der Expansionsarbeit bei dieser Verdampfung $= tpv$, unter $v = s - \sigma$ den Ueberschuss des specifischen Volumens $s$ des gesättigten Dampfes über das specifische Volumen $\sigma$ der vorgewärmten Flüssigkeit von derselben Temperatur $t$ verstanden.

Der vom Verfasser aufgestellte Satz besteht nun darin, dass die Verhältnisse der genannten zwei Bestandtheile zur ganzen Verdampfungswärme $R$ lineare Functioneu der Temperatur sind, ein Satz, der natürlich, wenn er für der einen Bestandtheil gilt, auch für den anderen giltig ist und insbesondere mit Bezug auf die äussere Verdampfungswärme durch die Gleichung dargestellt werden kann:

$$\frac{p_u}{R} = C(b + t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23),$$

unter $C$ und $b$ Constante verstanden. Der Verfasser spricht ihn dahin aus, dass die pro Einheit der Verdampfungswärme erzeugte äussere Arbeit eine lineare Function der Temperatur sei. Durch Multiplication dieser Gleichung mit der bekannten Clapeyron-Clausius'schen Gleichung:

$$R = ATu \frac{dp}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

ergiebt sich eine Differentialgleichung zwischen der Spannung $p$ und Temperatur $t$ gesättigten Dampfes und daraus durch Integration das Spannungsgesetz in endlicher Form:

$$p = P\left(\frac{b+t}{a+t}\right)^{\varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

mit

$$T = a + t = 273 + t \text{ und } \frac{1}{\varepsilon} = AC(a-b),$$

während $P$ eine Integrationsconstante bedeutet. Was die Werthe der Constanten $b$, $\varepsilon$, $P$ dieser Gleichung (25) betrifft, so findet der Verfasser, dass $b$ für alle Dampfarten gleich gesetzt werden kann, während $\varepsilon$ und $P$ für verschiedene Dämpfe wesentlich verschieden sind, z. B.

für Wasserdampf $\varepsilon = 44{,}6$ und $\log P = 7{,}34600$,
für Aetherdampf $\varepsilon = 28{,}8$ und $\log P = 6{,}90270$

u. s. f. zu setzen ist, falls $p$ in Millimetern Quecksilbersäule ausgedrückt wird. Auf solche Weise zeigen sich die Gleichungen (23) und (25) besonders für Wasserdampf in sehr guter Uebereinstimmung mit den Regnault'schen Versuchen, während andere Dämpfe zwar etwas grössere, aber doch immerhin auch nur mässige Abweichungen erkennen lassen. Dass freilich die Gleichung (25) nicht als genauen und unbedingt giltigen Spannungsgesetz gesättigter Dämpfe zu betrachten ist, kaun, wie der Verfasser selbst hervorhebt, aus dem Umstande gefolgert werden, dass ihr zufolge die Spannung $p$ nur bis zu einem Grenzwerthe $P$ von endlicher Grösse wachsen würde, wenn die Temperatur $t$ ohne Ende zunähme. Ebenso wird dann auch der zu Grunde liegende Satz von der äusseren Arbeit nur als angenähert giltig zu betrachten sein. So weit übrigens die Versuche reichen, sind namentlich für Wasserdampf die Abweichungen der Gl. (25) von den Ergebnissen der Versuche gerade für die grösseren Werthe von $p$ und $t$ verhältnissmässig am kleinsten.

Nachdem dann der Verfasser noch nachgewiesen, wenigstens die Annahme begründet hat, dass die Wärmecapacität $k$, die gemäss der Einführung ihres Begriffes eine

Digitized by Google

von der Aggregatform des betreffenden Körpers abhängige Function der Temperatur sein konnte, thatsächlich eine nur von der Körperart abhängige Constante ist, und nachdem er mit Hilfe seines Satzes von der äusseren Arbeit die von Zenner für gesättigten Wasserdampf aufgestellte Beziehung:

$$s\,p^{n} = \text{Const.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

geprüft und bewährt gefunden hat, indem er nur $n = 0{,}94$ statt $0{,}9393$ findet, falls $p$ in Atmosphären ausgedrückt wird, stellt er in No. 39 die Hauptgleichungen für gesättigte Dämpfe bezw. für Dampf- und Flüssigkeitsgemische mit Rücksicht auf seinen Satz von der äusseren Arbeit und auf jene Constanz von $k$ in theilweise neuen Formen zusammen. In dieser Zusammenstellung finden sich einige Fehler. Zunächst muss die schon vorhin erwähnte Flüssigkeitswärme $q$ in Gl. (10) daselbst:

$$q = kt + \varrho\sigma - \varrho_0\sigma_0 \quad \text{statt} \quad = kt + \varrho\sigma$$

gesetzt werden in Uebereinstimmung mit Gl. (8), No. 33, und weil auch nur so die beiden für die Gesammtwärme $H$ in Gl. (15), No. 39, gegebenen Ausdrücke (von denen der erste im Druckfehlerverzeichnisse berichtigt ist) einander gleich sind. Dann aber muss auch der erste der in Gl. (16) daselbst für die Energie zusammengestellten Ausdrücke:

$$U = kt + \varrho v - \varrho_0\sigma_0 \quad \text{statt} \quad U = kt + \varrho v$$

heissen. Die Bedeutung der unter (11) a. a. O. aufgeführten Gleichung

$$i = k\,T + r\,\sigma$$

findet sich nicht erklärt, und war im Vorhergehenden von dieser Grösse $i$ überhaupt nicht die Rede.

Die somit zusammengestellten Hauptgleichungen werden dann zu den üblichen Aufgaben benutzt, betr. die vorzugsweise vorkommenden besonderen Arten von Zustandsänderungen bei constanten Volumen, bei constantem Drucke, bei constantem Dampfgehalte pro $1^{kg}$ des Gemisches u. s. f., denen noch einige neue Fälle hinzugefügt werden. Bei der Betrachtung dieser Entwickelungen ist zwar der Vortheil nicht zu verkennen, den des Verfassers neue Formeln insofern gewähren, als sie manche Aufgabe in mehr ausgeführter Form zu behandeln, manche Abkekannte explicite als Function der gegebenen Grössen darzustellen gestatten, die sonst nur implicite als Function derselben erschien und bei ziffermässig bestimmten Aufgaben mit Hilfe tabellarischer Ausrechnungen meistens durch Interpolation und allmälige Näherung gefunden werden musste; indessen wird dieser Vortheil doch vielfach durch unbequeme analytische Ausdrücke erkauft, so dass auch der Verfasser sich veranlasst sieht, durch Tabellen, die seinem Buche beigefügt sind, die Lösungen betreffender Aufgaben wenigstens für Gemische von Wasser und Wasserdampf zu erleichtern.

Von Irrthümern, die des Verfassers zuweilen voreiligen Schlussfolgerungen zuzuschreiben sind, mag folgender als besonders merkwürdig hervorgehoben werden. Nachdem er schon an einer früheren Stelle (No. 29) die specifische Wärme $c_p$ gesättigten Dampfes nnendlich gross gefunden hat, findet er in No. 40 für Wasserdampf:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $c_v =$ | $25{,}40$ | $16{,}86$ | $11{,}70$ | $8{,}39$ |
| bei $t =$ | $50^0$ | $100^0$ | $150^0$ | $200^0$ |

und er betrachtet diese Zahlen als Grenzwerthe, denen sich die betreffende specifische Wärme überhitzten Wasserdampfes bei abnehmender Ueberhitzung nähert. Vergleicht man diese Zahlen mit denjenigen, welche Ritter in seinem Aufsatze „über die Temperaturfläche des Wasserdampfes“ (Ann. der Physik und Chemie“, neue Folge, Bd. III, S. 458) kürzlich für dieselben Grössen gefunden hat:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $c_v =$ | $0{,}309$ | $0{,}432$ | $0{,}300$ | $0{,}384$ |
| $c_v =$ | $0{,}243$ | $0{,}306$ | $0{,}363$ | $0{,}426$ |
| für $p =$ | $0{,}1$ | $1$ | $4$ | $14$ Atm., |

so ist ein grösserer Widerspruch kaum denkbar. Derselbe klärt sich indessen leicht auf durch die Bemerkung, dass des Verfassers Angabe $c_p = \infty$ ihrer Ableitung zufolge thatsächlich für ein Dampf- und Flüssigkeitsgemisch gilt, und dass die obigen Werthe von $c_v$ thatsächlich Grenzwerthe sind, denen sich $c_v$ für ein Gemisch von Wasser und Wasserdampf bei abnehmendem Wassergehalte nähert. Indem er sie nun aber auch als Grenzwerthe für überhitzten Dampf bei abnehmender Ueberhitzung betrachtet, nimmt er stillschweigend an, dass die betreffenden Grössen $c_p$ und $c_v$ auch beim Uebergange von reinem Dampf zu einem Dampf- und Flüssigkeitsgemische stetig sich ändern, eine Annahme, die durch nichts gerechtfertigt ist. Wenn vielmehr der Verfasser S. 117 sagt, es sei der gesättigte Zustand ein dadurch gekennzeichneter Grenzzustand, dass man dem Körper bei constantem Drucke Wärme mittheilen kann, ohne dass sich seine Temperatur ändert, so ist das nur richtig, wenn die mitgetheilte Wärme negativ, nicht aber, wenn sie positiv ist.

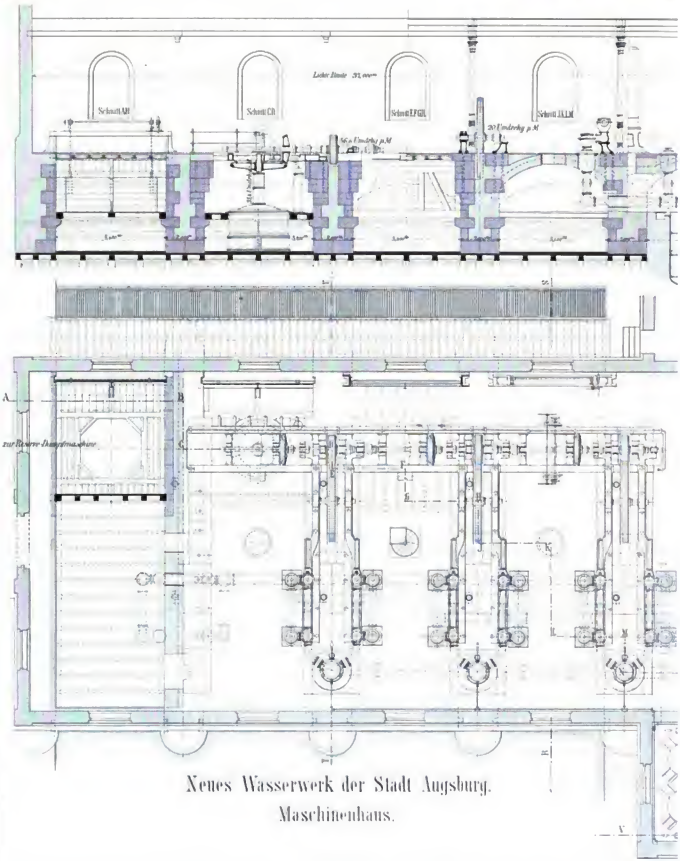
Von den vom Verfasser unterschten besonderen Arten von Zustandsänderungen eines Dampf- und Flüssigkeitsgemisches betrachtet er als besonders wichtig die in No. 46 seines Buches besprochene, die dadurch charakterisirt ist, dass für jedes Zeitelement, also für jede elementare Zustandsänderung die mitgetheilte Wärme $dQ$ der Temperaturabnahme $= -dt$ proportional sein soll. Später im vierten Theile legt er nämlich dieses Gesetz bezüglich der Expansionswirkung des Dampfes in Dampfmaschinen zu Grunde. Durch die von ihm vorgenommene Vergleichung zweier Indicatordiagramme mit den Resultaten der auf Grund jenes Gesetzes angestellten Rechnung (bei welcher übrigens eine Grösse, die dadurch constant sein sollte, als zwischen den Grenzen 2,5 und 3,1 veränderlich sich zeigt) kann ich indessen das fragliche Gesetz nicht als hinlänglich begründet ansehen und bin überhaupt der Meinung, dass nach anderweitig bekannten und bewährten Gesetzen der Wärmemittheilung durch leitende Wände die hier mitgetheilte elementare Wärmemenge nicht sowol der entsprechenden elementaren Temperaturabnahme, als vielmehr der augenblicklichen Differenz der Temperaturen des expandirenden Dampfes und der ihn einschliessenden Cylinderwand bezw. des ausserhalb der letzteren befindlichen Mediums proportional gesetzt werden müsste, dass aber freilich die wirkliche Temperatur- und Spannungsänderung des expandirenden Dampfes ausser von diesem Wärmeaustansche zwischen ihm und der Cylinderwand noch von anderen Umständen, insbesondere von der Unvollkommenheit des Dampfabschlusses abhängt. Unter diesen Umständen pflegt man bekanntlich die Spannung des expandirenden Dampfes einer gewissen Potenz seines Volumens umgekehrt proportional zu setzen vorbehaltlich erfahrungsmässiger Bestimmung des Potenzexponenten, und kann ich in des Verfassers Ausführungen einen genügenden Anlass zur Aufgabe jenes einfachen und möglichst vorurtheilsfreien Verfahrens nicht erkennen.

In einem folgenden Abschnitte des hier in Rede stehenden dritten Theiles werden ferner die Gesetze der vom Verfasser als isocentropisch und isotonisch bezeichneten Arten eines adiabatischen permanenten Ausflusses gesättigter Dämpfe entwickelt, analog den im Vorhergehenden besprochenen ebenso bezeichneten Arten des Ausflusses von Gasen. Sie geben zu ähnlichen Bemerkungen Anlass wie dort, worauf aber hier verzichtet werden muss ebenso wie auf eine Besprechung der die technischen Anwendungen enthaltenden letzten Abschnitte, besonders des ganzen von der Theorie calorischer Motoren handelnden vierten Theiles, da es mir bei dieser ohnehin schon übermässig ausgedehnten Besprechung hauptsächlich auf eine Kritik der fundamentalen Anschauungen ankam, die dem Buche zu Grunde liegen. Trotzdem ich an letzterem verschiedene Aussetllungen glaubte machen zu müssen, ist doch sein Reichthum an neuen Gedanken, Methoden, Gesetzen und Aufgaben anzuerkennen. Der Erfolg, den es in dieser Hinsicht haben mag, würde aber meines Erachtens ein noch grösserer sein, wenn der Verfasser in seinem Streben nach verbessernden Neuerungen mit etwas mehr vorsichtiger Beschränkung und zureichender Begründung zu Werke gegangen wäre.

Karlsruhe. 1. November 1879. F. Grashof.

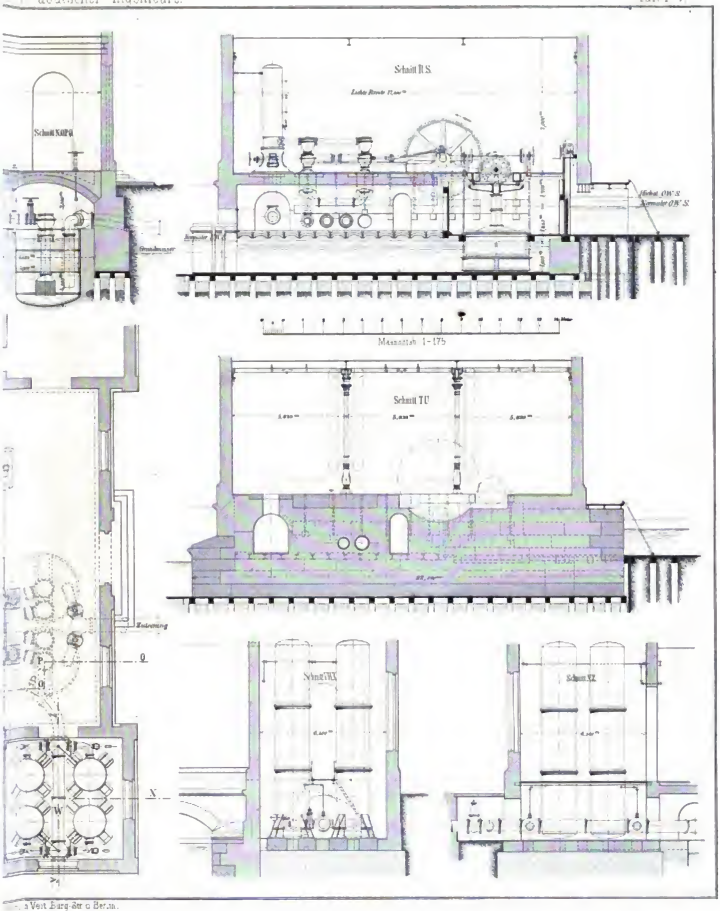
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google




Neues Wasserwerk der Stadt Augsburg.
Maschinenhaus.

Digitized by Google



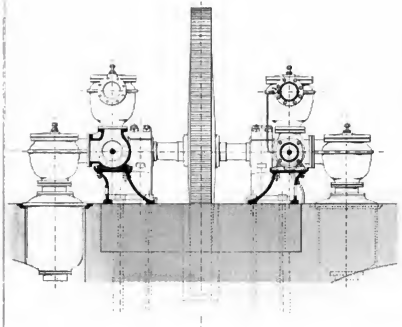

s Veit Burg-Str. o Berlin.

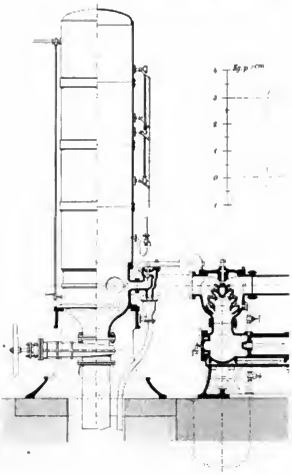
Digitized by Google

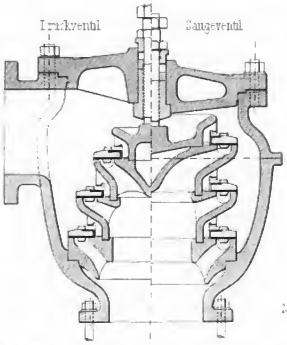
Digitized by Google

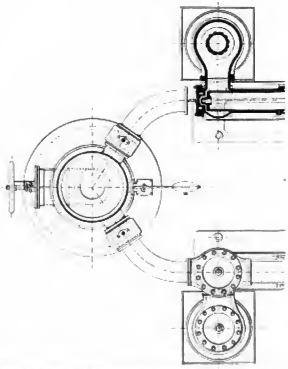
## Neues Wasserwerk der Stadt Augsburg.

### Pumpwerk.







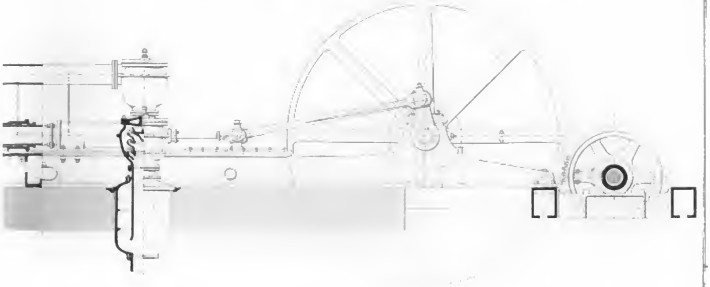
Digitized by Google

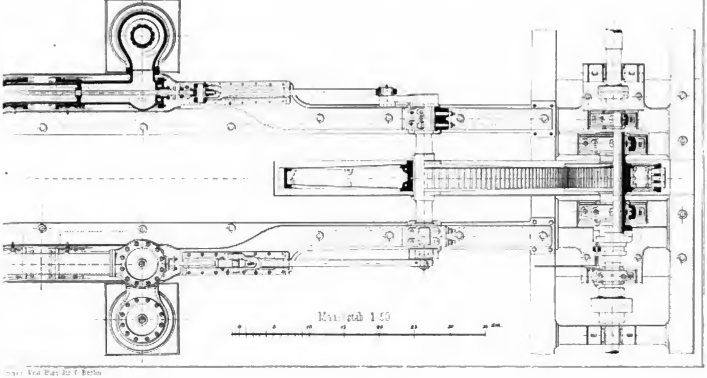
antocher Ingenieure. Tafel VI

Indicator-Diagramme.

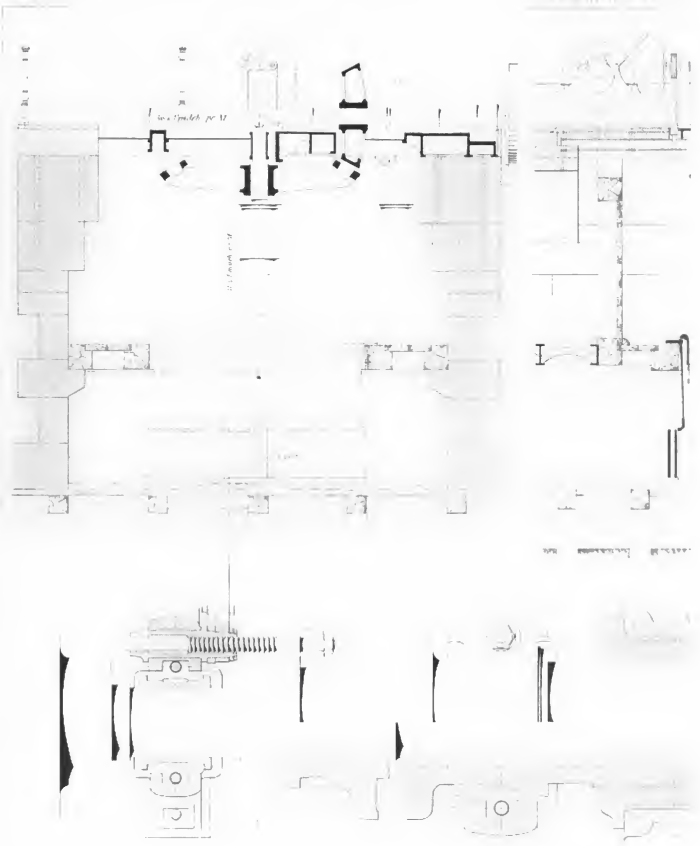
Pumpe I rechts vorn
Manometerdr. - 30 m
Touren - 40.5 p. Mi.

Pumpe I rechts hinten
Manometerdr. - 50 m
Touren - 47.0 p. Mi

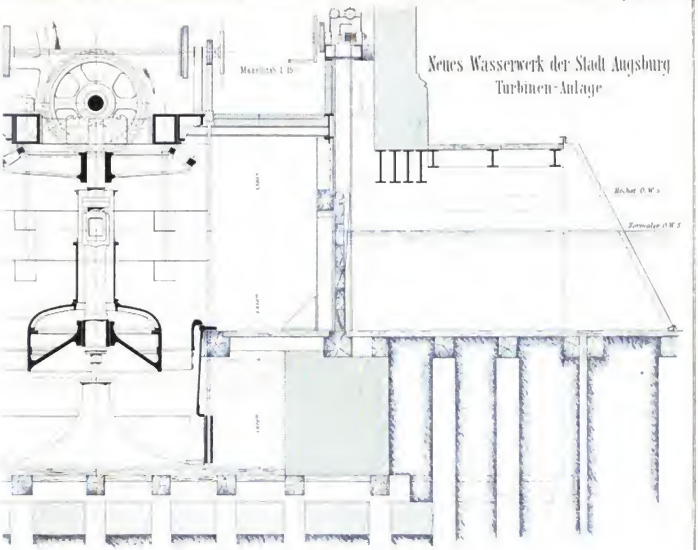


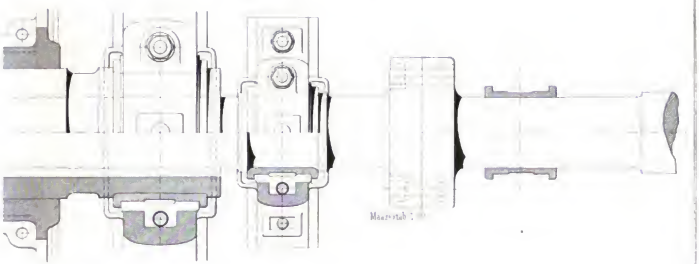



Digitized by Google



Digitized by Google

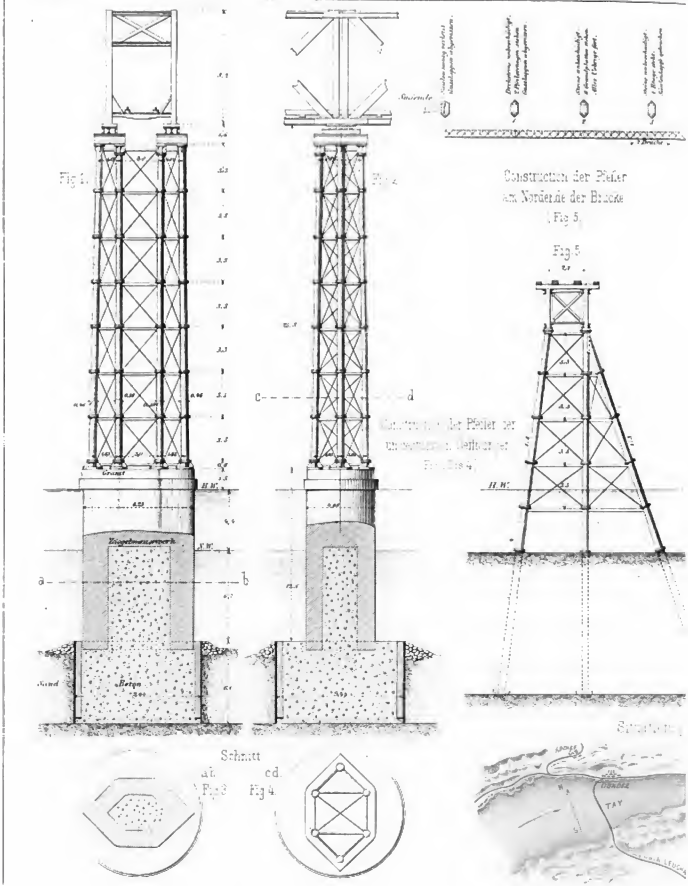


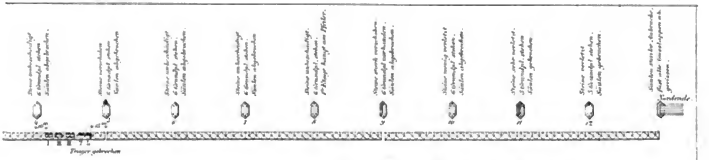
Verbindung mit den Pumpen.

Digitized by Google

Digitized by Google




Digitized by Google




Detail der Fussplatten.
(Fig 6)

# Die Tay-Brücke bei Dundee.

## Details der Pfeiler und ihrer Verstrebungen.

Fig. 6

Fig. 8

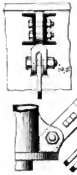


Fig 8a

Details der Verstrebungen der umgestürzten Brückenpfeiler
(Fig 7 bis 9)

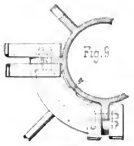


Fig. 9

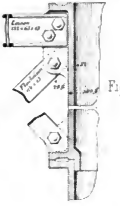


Fig 7

Hydraulische Aufziehvorrichtung zum Montiren der Eisenconstructionen
(Fig 12 u 13)

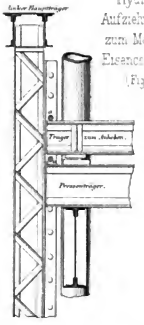



Fig 12

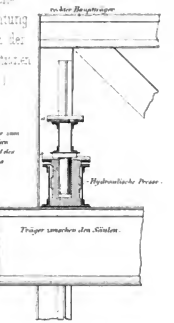



Fig 13

Detail der beweglichen Auflager der eingestürzten Oeffnungen
(Fig 10 u 11)

Fig 10

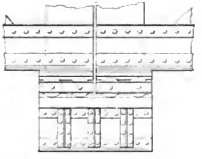


Fig 11

Fussplatte der Säulen von 0,38m Durchmesser
(Fig 14 u 15)

Fig 14

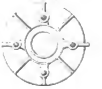


Fig 15

(Vergl. Engineer Jan 9 1880 p. 21)

Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

**1880. Band XXIV. Heft 3. Märzheft.**


## Abhandlungen.

### Die Construction der Dampf-Feuerspritzen,

speciell mit Rücksicht auf die Fernhaltung der Schwingungen bei ihrer beweglichen Fundirung und grossen Umgangszahl.


Von **C. Bach**, Professor am königl. Polytechnikum in Stuttgart.


(Hierzu Tafel IX bis XI.)

Locomobile Maschinen mit hin- und hergehenden Kolben haben infolge der ungleichförmigen Bewegung der schwingenden Massen die Eigenthümlichkeit, bei grösseren Umgangszahlen in Oscillationen zu gerathen. Diese Schwingungen sind um so grösser und werden damit um so unangenehmer, je grösser die Umgangszahl, je leichter der Unterbau ist. Das ist in ausgeprägtem Masse der Fall bei Dampffeuerspritzen, bei denen die Forderung möglichster Leichtigkeit zur Wahl schnellgehender Maschinen und die Rücksicht auf Schonung derselben zur Anordnung von Federn, auf denen Maschine und Kessel ruhen, veranlassen.

Die möglichste Fernhaltung solcher Oscillationen ist demnach bei dem Entwurfe der oben genannten Maschinen anzustreben.

Als mir diese Aufgabe im Jahre 1874 zum ersten Male entgegentrat, kannte ich zwei Lösungen derselben: diejenige von Shand, Mason & Co. in London und die von Ph. Mayer in Wien.

Shand, Mason & Co. haben zur Drillings-Dampfpumpe gegriffen, deren drei Cylindersysteme in einer Ebene liegen; die zugehörigen Kurbeln sind um 120° versetzt. Inwieweit der erstrebte Zweck hierdurch erreicht wird, ergiebt folgende Betrachtung.

Fig. 1

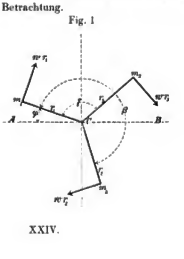
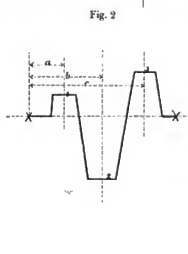


Fig. 2



XXIV.

Für die Holzschnitte Fig. 1 und 2, welche einer solchen Drillings-Dampfpumpe entnommen sein mögen, bei der wir uns die Verbindung zwischen Kurbelwelle und Kolbenstangen durch Gleitstücke und Coulissen, nach Massgabe der Fig. 1, Taf. X, hergestellt denken, gelten folgende Bezeichnungen:

$m_1$ die Masse, deren Fortschreiten in der Richtung $A\,B$ in der durch die Drehung der Kurbel 1 bestimmten Weise erfolgt,

$r_1$ der Radius der Kurbel 1,

$\varphi$ der Winkel, um welchen sich die Kurbel 1 in dem betrachteten Moment aus ihrer todten Lage $C\,A$ bewegt hat,

$m_2$, $r_2$, $\varphi + \beta$ und $m_3$, $r_3$, $\varphi + \gamma$ die entsprechenden Grössen für die beiden anderen, in derselben Linie $A\,B$ fortschreitenden Massen $m_2$ und $m_3$,

$w$ die als gleichförmig angesehene Winkelgeschwindigkeit des rotirenden Systems.

Die Beschleunigung, welche die Masse $m_1$ in der Richtung von $A$ nach $B$ erfährt, ist dann

$$w^2\, r_1 \cos \varphi.$$

Folglich die Kraft, welche aus dieser Beschleunigung der Masse $m_1$ resultirend bestrebt ist, die ganze Maschine in der Richtung von $B$ nach $A$ zu bewegen

$$m_1\, w^2\, r_1 \cos \varphi.$$

Für die Massen $m_2$ und $m_3$ finden sich die correspondirenden Kräfte

$$m_2\, w^2\, r_2 \cos (\varphi + \beta)$$
$$m_3\, w^2\, r_3 \cos (\varphi + \gamma).$$

Sollen Schwingungen durch die hin- und hergehenden Massen nicht wachgerufen werden, so muss sein:

$$m_1\, w^2\, r_1 \cos \varphi + m_2\, w^2\, r_2 \cos (\varphi + \beta) + m_3\, w^2\, r_3 \cos (\varphi + \gamma) = 0$$

$$w^2 [m_1\, r_1 \cos \varphi + m_2\, r_2 \cos (\varphi + \beta) + m_3\, r_3 \cos (\varphi + \gamma)] = 0 \quad (1)$$

$$m_1\, w^2\, r_1 \cos \varphi\, a + m_2\, w^2\, r_2 \cos (\varphi + \beta)\, b + m_3\, w^2\, r_3 \cos (\varphi + \gamma)\, c = 0$$

$$w^2 [m_1\, r_1\, a \cos \varphi + m_2\, r_2\, b \cos (\varphi + \beta) + m_3\, r_3\, c \cos (\varphi + \gamma)] = 0 \quad (2)$$




Digitized by Google

Für die Drillings-Dampfpumpe der Dampffeuerspritze von Shand, Mason & Co. ist

$$m_1 = m_2 = m_3 = m$$
$$r_1 = r_2 = r_3 = r$$
$$\beta = 240^0 \qquad \gamma = 120^0.$$

Durch Substitution ergiebt die linke Seite der Gleichung (1) $\cos\varphi + \cos(240^0 + \varphi) + \cos(120^0 + \varphi) = \cos\varphi - \cos\varphi = 0$, hiernach ist Gleichung (1) erfüllt. Aus Gleichung (2) folgt

$$a\cos\varphi + b\cos(240^0 + \varphi) + c\cos(120^0 + \varphi) = 0$$
$$[a - 0{,}5\,(b + c)]\cos\varphi - 0{,}866\,(c - b)\sin\varphi = 0.$$

Dieser Gleichung würde Genüge für jeden beliebigen Werth von $\varphi$ geleistet werden durch

$$a - 0{,}5\,(b + c) = 0 \text{ oder } a = \frac{b + c}{2}$$

und $$0{,}866\,(c - b) = 0 \text{ oder } b = c,$$

d. h. die drei Kurbelkreise müssten in eine Ebene fallen, was constructiv nicht ausführbar ist.

Das Kräftepaar, welches demnach auf Erzitterungen der Maschine wirkend vorhandenbleibt, besitzt ein Moment

$M = m\,r\,w^2\,[a\cos\varphi + b\cos(240^0 + \varphi) + c\cos(120^0 + \varphi)]$,

und mit den speciellen Werthen

$$b = 2\,a \qquad c = 3\,a$$

$$M = -(1{,}5\cos\varphi + 0{,}866\sin\varphi)\,m\,w^2\,r\,a.$$

$m$ erlangt ausgezeichnete Werthe für

$$-1{,}5\sin\varphi + 0{,}866\cos\varphi = 0$$
$$\operatorname{tg}\varphi = 0{,}577 = \sqrt{\tfrac{1}{3}},$$

woraus für $\varphi = 30^0$ und $\varphi = 210^0$

$$M_{max} = 1{,}732\,m\,w^2\,r\,a = \sqrt{3}\,m\,w^2\,r\,a$$
$$M_{min} = -1{,}732\,m\,w^2\,r\,a$$

resultirt.

Für $\varphi = 120^0$ und $300^0$ ist $M = 0$. Das Kräftepaar geht hiernach während einer Umdrehung der Kurbelwelle von dem Maximalwerth $\sqrt{3}\,m\,w^2\,r\,a$ stetig durch 0 zu dem Minimalwerth $-\sqrt{3}\,m\,w^2\,r\,a$ über und von diesem durch 0 wieder zu dem Maximalwerth.

Die Entfernung der Stützpunkte, welche das Kräftepaar auffangen, ist ein bedeutendes Vielfaches von $a$, so dass die Drücke gegen dieselben gering ausfallen. Die Erfahrung mit solchen Drillings-Dampfpumpen zeigt, dass die geringen Erzitterungen, welche durch das besprochene Kräftepaar hervorgerufen werden, praktisch bedeutungslos sind, so dass die eingangs bezeichnete Aufgabe durch die Construction von Shand, Mason & Co. als gelöst angesehen werden kann.

Mayer*) ordnete eine Zwillings-Dampfpumpe an, versetzte die beiden Kurbeln um 180° und erreichte dabei noch die Möglichkeit, mit einem gemeinschaftlichen Vertheilungsschieber und einem Excenter auszukommen. Dass diese Construction die Gleichung (1) befriedigt, ist a priori einzusehen. Aus derselben folgt mit

$$m_1 = m_2 = m \qquad m_3 = 0$$
$$r_1 = r_2 = r$$
$$\beta = 180^0$$
$$\cos\varphi + \cos(180^0 + \varphi) = 0$$
$$\cos\varphi - \cos\varphi = 0.$$

Aus Gleichung (2) ergiebt sich

$$a\cos\varphi + b\cos(180^0 + \varphi) = 0$$
$$a\cos\varphi - b\cos\varphi = 0$$
$$a = b,$$

d. h. die beiden Kurbelkreise müssten in eine Ebene fallen, eine nicht erfüllbare Bedingung.

Das Kräftepaar, welches demnach auch hier nicht verschwindet, besitzt ein Moment

$$M = m\,r\,w^2\,(a - b)\cos\varphi.$$

Hier hat ebenfalls die Erfahrung bei der nur einmal ausgeführten Maschine gezeigt, dass die von diesem Moment herrührenden Erzitterungen ohne Bedeutung sind, und dass demnach auch durch die Mayer'sche Construction die Aufgabe gelöst worden ist.

Die englische Construction gewährt zwar noch den Vortheil, eines Schwungrades nicht zu bedürfen, ist dagegen etwas kostspielig, besitzt eine grössere Anzahl beweglicher Theile (3 Dampf- und 3 Pumpenkolben, 3 Schieber, 3 Excenter etc.) und führt für kleine Dampffeuerspritzen zu sehr geringen Dimensionen.

Die Mayer'sche Maschine ist einfach, hat aber den Nachtheil, dass beide Kurbelzapfen immer gleichzeitig im todten Punkte stehen. Befindet sie sich in nicht geübten Händen, so wird häufig ein Drehen des Schwungrades von Hand erforderlich. Ausserdem führt diese Anordnung zu grossen Windkesseln und zu einem schweren Schwungrade.

Der Vortheil eines gemeinschaftlichen Schiebers wird reichlich aufgewogen durch das hierdurch bedingte Plus an schädlichem Raum in den Dampfcylindern. Im Uebrigen ist der Mayer'schen Construction Anerkennung zu zollen.

Beide Constructionen besitzen ausserdem noch je eine Speisepumpe, deren bewegte Massen nicht ausgeglichen sind.

Bei den von mir construirten Dampffeuerspritzen wurde Fernhaltung der Oscillationen in einer Weise erreicht, welche die Vortheile der oben betrachteten Constructionen ohne deren Nachtheile besitzt.

Die Figuren 2 bis 6, Tafel IX und X, geben die zuerst ausgeführte Construction (Carlabad. Wien) wieder.

Es sind $a\,a$ die beiden senkrecht über einander liegenden horizontalen Dampfcylinder, $b\,b$ die beiden Pumpencylinder, $c$ ist der Cylinder der einfach wirkenden Speisepumpe, $d$ ein Gewicht, welches genau dieselbe Bewegung vollführt, wie der Speisepumpenkolben und dessen Zweck aus dem Späteren erhellen wird, $e$ ist die, 3 Kurbeln besitzende und 2 Gegenkurbeln tragende Kurbelwelle (Kurbel 1 und 3 empfangen ihre Bewegung von den beiden Dampfkolben mittelst Schleife, Kurbel 2 dient zur Bewegung des Speisepumpenkolbens, Gegenkurbel 4 und 5 bewegen die Schieber. Dem Ersatz der üblichen, viel mechanische Arbeit durch Reibung consumirenden Excenter durch Kurbeln bez. excentrische Zapfen ist bei so kleinen Maschinen entschiedener Werth beizulegen), $f$ ist das Schwungrad.

Zur Untersuchung dieser Construction sind die Gleichungen (1) und (2) direct verwendbar. Es bedeuten dann:

$m_1 = m_2$ je die Massen eines Dampfkolbens, eines Pumpenkolbens, einer Dampf- und einer Pumpenkolbenstange mit Schleife,

$m_2$ die Masse des Speisepumpenkolbens mit Schleife, des Gewichtes $d$ mit Stange.

Aus Gleichung (1) folgt mit $r_3 = r_1$:

$$m_1 r_1 \cos\varphi + m_2 r_2 \cos(\beta + \varphi) + m_1 r_1 \cos(\gamma + \varphi) = 0$$
$$(m_1 r_1 + m_2 r_2 \cos\beta + m_1 r_1 \cos\gamma)\cos\varphi$$
$$-(m_2 r_2 \sin\beta + m_1 r_1 \sin\gamma)\sin\varphi = 0.$$

Dies hat statt für beliebige Werthe von $\varphi$, wenn

$$m_1 r_1 + m_2 r_2 \cos\beta + m_1 r_1 \cos\gamma = 0$$
$$m_2 r_2 \sin\beta + m_1 r_1 \sin\gamma = 0,$$

*) Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architecten-Vereins 1867.

Digitized by Google

woraus bei Elimination von $m_2$

$$\frac{\sin\gamma}{1+\cos\gamma} = \frac{\sin\beta}{\cos\beta}$$

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}$$

$$\beta = 180^0 + \frac{\gamma}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

d. h. die Kurbel für die Speisepumpe muss hiernach den Scheitelwinkel zu $\gamma$ halbiren.

Für $m_2\, r_2$ findet sich aus der zweiten der obigen zwei Bedingungsgleichungen

$$m_2\, r_2 = 2\, m_1\, r_1 \cos\frac{\gamma}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Aus Gleichung (4) lässt sich für eine bestimmte Grösse von $\gamma$ die zur angestrebten Ferhaltung der Schwingungen erforderliche Masse $m_2$ berechnen, sofern $r_2$ gegeben oder angenommen wurde. Das Gewicht $d$ bildet diejenige Masse, welche die hin- und hergehenden Massen der Speisepumpe zu diesem Betrage ergänzt.

Für $\gamma$ ist $\frac{\pi}{2}$ der einfachste Werth, doch kann auch $\gamma$ z. B. so bestimmt werden, dass die Summe der Gewichte der von $\gamma$ beeinflussten Theile: des Schwungrades, der Windkessel und der Masse $m_2$ zu einem Minimum werden.

Durch Substitution von

$$\beta = 180^0 + \frac{\gamma}{2} \qquad \gamma = 90^0 \qquad m_2\, r_2 = 2\, m_1\, r_1 \cos\frac{\gamma}{2}$$

in Gleichung (2) ergiebt sich die Grösse des auf Erzitterungen hinwirkenden Momentes

$$M = m_1\, r_1\, \omega^2\, [(a-b)\cos\varphi + (b-c)\sin\varphi].$$

Dieser Ausdruck würde für jeden beliebigen Werth von $\varphi$ nur dann Null werden, wenn

$$a - b = 0 \quad \text{und} \quad b - c = 0$$
$$a = b \qquad\qquad b = c,$$

Forderungen, welche wieder aussprechen, dass die Kurbelkreise in eine Ebene fallen sollen, und welche durch die vorliegende Construction nicht befriedigt werden können.

Es bleibt demnach ebenfalls die Wirkung des Kräftepaares bestehen. Doch haben auch hier die Erfahrungen mit den ausgeführten Maschinen gezeigt, dass die von demselben herrührenden Erzitterungen bedeutungslos sind.

Für die speciellen Werthe

$$m_1 = \frac{10{,}2}{9{,}81} = 1{,}04$$

$$r_1 = 0{,}110^{\,m}$$

Umgangszahl pro Minute $n = 180$

wird

$$M = 40{,}4\,[(a-b)\cos\varphi + (b-c)\sin\varphi].$$

Da für diesen Fall $a - b = -152^{mm}$,

$$b - c = -118^{mm},$$

so folgt, dass $M$ ausgezeichnete Werthe erlangt für

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{118}{152}, \text{ d. h. für } \varphi = 37^0\,50' \text{ und } \varphi = 217^0\,50'.$$

Es ergiebt sich

$$M_{max} = 40{,}4\,[152\cos 37^0\,50' + 118\sin 37^0\,50']$$
$$= 40{,}4 \,.\, 182 = 7353.$$

Die Entfernung der Stützpunkte beträgt für die vorliegende Maschine $1550^{mm}$, folglich der Druck auf dieselben, herrührend von $M_{max}$,

$$7353 : 1550 = 4{,}7 \text{ Kilogramm.}$$

Dieser Druck schwankt während einer Umdrehung innerhalb der Grenzen $+4{,}7$ und $-4{,}7$ Kilogramm.

Das Schwungrad besitzt Einlagen von verschiedener Stärke, durch deren Verdrehung in tangentialer Richtung der Schwerpunkt der rotirenden Massen in die Achse gebracht wird, während durch Verschiebung in achsialer Beziehung die Achse des rotirenden Systems zu einer freien Achse gemacht werden kann. Hierzu bedarf es im ersten Falle nur des Nehmens der Welle, mit welcher die übrigen rotirenden Theile verbunden sind, zwischen die Drehbankspitzen, im letzteren Falle nur des Aufhängens des rotirenden Systems in einem Kugellager und der Drehung desselben durch ein Kräftepaar (s. Fig. 6).

Die beiden Cylindersysteme können ebensogut in eine horizontale Ebene gelegt werden.

Später (1876) ging ich zu verticaler Anordnung der Zwillings-Dampfpumpe über (bisher für Berlin, Magdeburg, Breslau ausgeführt) und zwar aus folgenden Gründen: die Uebersichtlichkeit und die Zugänglichkeit der Maschine ist zwar bei horizontaler Anordnung leichter und vollkommener zu erzielen, als bei verticaler, dagegen geht bei der horizontalen Anordnung an Saughöhe verloren, und ausserdem gestattet dieselbe nicht so hohe Vorderräder, als die verticale, ganz abgesehen von der einseitigen Abnutzung, welche die horizontale Lage der Cylinder etc. im Gefolge hat.

Die Figuren 7, 8 und 9, Taf. X, zeigen die senkrecht gelagerte Zwillings-Dampfpumpe.

Es sind hier $a\,a$ die beiden Dampfcylinder, $b\,b$ die beiden Pumpencylinder, $c$ ist der Cylinder der doppelt wirkenden Speisepumpe (doppelt wirkend der Gleichförmigkeit des Ganges wegen), $d$ das Ausgleichungsgewicht, $e$ ist die 5 Kurbeln besitzende Kurbelwelle, $f\,f$ sind die beiden zweitheiligen, auf der Kurbelwelle sitzenden Schwungräder, an deren Stelle natürlich auch ein Rad treten kann, $g$ ist der Saugeraum und $h$ der Druckraum der Hauptpumpe, $i\,i$ sind die Gehäuse, welche die eingeschliffenen Conusse $i_1$ mit den Saugeventilschalen $i_2\, i_2\, i_2$ umschliessen, $k\,k$ sind die Gehäuse, welche die ebenfalls eingeschliffenen Conusse $k_1$ mit den Druckventilscheiben $k_2\, k_2\, k_2$ umgeben.

Die Ventilhähne*) werden je mittelst einer einzigen Mutter $l$ in das Gehäuse hineingepresst und darin gehalten, oder von ihrem Sitze gelöst.

Im ersten Falle wird die in dem Bügel $t$ drehbar befestigte Mutter $l$ mit aufgenietetem Sechskant nach links gedreht, der Bügel $t$ legt sich hierbei gegen die Flächen $\alpha\beta$ und $\beta\gamma$ des vorspringenden Körpers $n$ und presst den Conus auf seinen Sitz; im letzteren Falle wird die Mutter nach rechts gedreht, der Bügel legt sich gegen die Flächen $\gamma\delta$ von $n$ und löst dadurch den Conus von seinem Sitze.

Die Ventile sind demnach nicht nur bequem zugänglich, sondern auch durch Drehen einer einzigen Mutter mit ihren Sitzen herausnehmbar.

Die beiden Kolben der Pumpencylinder $b\,b$ werden luftdicht in die Cylinder eingeschliffen und ohne Manschetten (wie im linken Cylinder gezeichnet ist) eingesetzt. Im neuen Zustande besteht hiernach der Kolben aus den beiden Körpern $o\,o$, welche luftdicht auf den Doppelconus $p$ aufgeschliffen sind und aus der Zwischenlage $q$ von hartem Holze. Nach längerem Gebrauche wird sich der früher luftdicht schliessende Kolben abgenutzt haben; dann erfolgt das Einsetzen von zwei Manschetten $s\,s$ (wie im rechten Cylinder gezeichnet ist).

Der Zweck dieser Kolbenconstruction ist: die Vortheile des eingeschliffenen Kolbens (Reibung nahezu Null etc.) so lange zu gewähren, als es die natürliche Abnutzung gestattet, und wenn diese soweit vorgeschritten ist, dass die Dichtung aufhört eine vollkommene zu sein, das Einsetzen zweier Manschetten in den Kolben in einfacher Weise zu ermöglichen.

Die Umgangszahl der Maschine beträgt bis 240 pro Minute.

*) Seit 1851 im Spritzenbau üblich.



Digitized by Google

Meine jüngste Lösung der im Vorliegenden behandelten Aufgabe ist in der durch die Fig. 10 bis 14, Taf. XI, wiedergegebenen Construction enthalten.

Es sind $a_1 a_2$ die beiden Dampf-, $b_1 b_2$ die beiden Pumpencylinder, $c$ ist der beiden Cylindersystemen gemeinschaftliche Kurbelzapfen der Kurbelwelle $d$, welche hiernach, abgesehen von den excentrischen Zapfen für den Betrieb der zwei Vertheilungsschieber, nur eine Kurbel besitzt, $f$ ist das Schwungrad, $g$ die Speisepumpe, $h$ das Frisch- und $i$ das Abdampfrohr; $k_1 k_2$ sind die beiden Saugestutzen, $l_1 l_2$ die beiden Druckstutzen des Pumpwerkes.

Die Zug- und Druckkräfte je zwischen einem Dampf- und dem zugehörigen Pumpencylinder werden direct durch Zug- bez. Druckstangen aufgefangen. Die hierdurch bedingte Construction der Kurbelschleife zeigt Fig. 12, Taf. XI.

Hierbei ist darauf zu achten, dass genügend Spielraum zwischen Stange und Hülse vorhanden ist; es erfolgt sonst leicht ein Festfressen der letzteren. Als Führung kann die Hülse bei ihrer relativ geringen Länge nicht verwendet werden. Diese Construction der Schleife ist zum ersten Male bei der nach Fig. 2 bis 5, Taf. IX ausgeführten Dampfpumpe angewendet worden.

Fig. 13 und 14 zeigen die Pumpen, bei deren Construction die Verminderung des schädlichen Raumes behufs Erlangung eines Maximums an Saugefähigkeit als ein Hauptgesichtspunkt festgehalten wurde.

Da bequeme Zugänglichkeit der Ventile und kleiner schädlicher Raum in der Nähe der Grenzwerthe einander feindlich gegenüberstehen, so mindert sich mit dem schädlichen Raume die Zugänglichkeit mehr oder weniger. Glücklicher Weise zeigen die gewählten Ventile gegen Schmutz etc. verhältnissmässig geringe Empfindlichkeit. Die Ventile sind Gummischeiben (ohne Einlagen), deren natürliche Elasticität für prompten Abschluss Sorge trägt. Vorzügliche Qualität des Gummis ist Bedingung für die Dauer der Scheibe.

Zum Zwecke der Untersuchung dieser Pumpenconstruction bezeichne in Fig. 15, Taf. XI

$m_1$ die zu einer Pumpe gehörigen hin- und hergehenden Massen, die für beide Pumpen gleich seien. Damit diese Bedingung erfüllt wird, ist der rechtsseitige Pumpenkolben mit Blei soweit als erforderlich auszugiessen. Dieses Ausgiessen wird unbedingt nothwendig, da das Gewicht der Speisepumpen-Kolbenstange, die nur auf der linken Seite vorhanden ist, auszugleichen ist;

$r_1$ der Radius der gemeinschaftlichen Kurbel,

$a_1 b_1$ und $a_2 b_2$ die Achsen der beiden Cylindersysteme,

$\varphi$ der beliebige Drehungswinkel, welchen die Kurbel mit der Richtung $a_1 b_1$ einschliesst.

Die Beschleunigung der Masse $m_1$ in der Richtung von $a_1$ nach $b_1$ ist dann

$$w^2 r_1 \cos \varphi ;$$

die Beschleunigung der zweiten Masse $m_1$ in der Richtung von $b_2$ nach $a_2$ ist

$$w^2 r_1 \cos (90^0 + \varphi) = - w^2 r_1 \sin \varphi,$$

folglich die Kräfte, welche aus der ungleichförmigen Bewegung der Massen $m_1$ resultirend, bestrebt sind, die ganze Maschine in der Richtung von $b_1$ nach $a_1$ bez. von $b_2$ nach $a_2$ zu bewegen

$$m_1 w^2 r_1 \cos \varphi$$
$$m_1 w^2 r_1 \sin \varphi.$$

Diese beiden Kräfte verlegen wir in die Mittelebene des Schwungrades, dort geben sie die Resultante

$$R = \sqrt{(m_1 w^2 r_1 \cos \varphi)^2 + (m_1 w^2 r_1 \sin \varphi)^2}$$
$$= m_1 r_1 w^2 . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

der Winkel $\psi$, welchen $R$ im Sinne der Drehrichtung mit der Geraden $a_1 b_1$ einschliesst

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{m_1 r_1 w^2 \sin \varphi}{m_1 r_1 w^2 \cos \varphi} = \operatorname{tg} \varphi,$$
$$\psi = \varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Die Resultante $R$ lässt sich, da ihre Grösse unabhängig von $\varphi$ ist, dadurch aufheben, dass in dem Schwungrade $f$ eine Aussparung $m$ oder Verstärkung $n$ angebracht wird, wie dies in Fig. 15 angedeutet ist.

Der Schwerpunkt dieses Hohlraumes $m$, bez. der Masse der Verstärkung $n$, muss in der Ebene liegen, welche durch die Achse des Kurbelzapfens und der Kurbelwelle bestimmt ist.

Die negative Masse $m'$ der Aussparung $m$, bez. die positive Masse $m''$ der Verstärkung $n$, muss, sofern deren Abstand von der Drehachse $r'_2$ bez. $r''_2$ beträgt, sein

$$m' r'_2 = m_1 r_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7a)$$
$$\text{bez. } m'' r''_2 = m_1 r_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7b)$$

Besteht Aussparung und Verstärkung gleichzeitig, so ist die Bedingung zu erfüllen

$$m' r'_2 + m'' r''_2 = m_1 r_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7c)$$

Bei der Verlegung der beiden Kräfte in die Mittelebene des Schwungrades, in welcher auch die Mittelpunkte von $m'$ und $m''$ liegend angenommen werden, entstehen zwei Kräftepaare

$$M_1 = m_1 r_1 w^2 \cos \varphi \, a$$
$$M_2 = m_1 r_1 w^2 \sin \varphi \, a$$

deren Paarachsen $M_1$ und $M_2$ in Fig. 16 eingetragen sind. Die Grösse der resultirenden Paarachse ergiebt sich in

$$M = \sqrt{M_1{}^2 + M_2{}^2} = m_1 r_1 w^2 a$$

unabhängig von $\varphi$, also constant. $M$ für verschieden grosse Maschinen berechnet und verglichen mit den Werthen $M_{max}$, welche für gleichgrosse, nach Massgabe der Zeichnungen Fig. 7, 8 und 9 construirten Dampfpumpen resultiren, ergiebt, dass $M$ wesentlich kleiner ausfällt als $M_{max}$.

Die Richtung der Paarachse ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{m_1}{m_2} = \operatorname{ctg} \varphi$$
$$\psi = 90 - \varphi.$$

Hiernach rotirt die constante Paarachse entgegengesetzt der Drehungsrichtung der Kurbel. Das Moment $M$ würde sich durch Anordnung zweier Massen $m_2$, welche entgegengesetzt der Schwungradbewegung rotiren müssten, aufheben lassen. Hierbei müsste der Bedingung

$$m_2 r_2 w^2 2b = m_1 r_1 w^2 a$$
$$2 m_2 r_2 b = m_1 r_1 a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Genüge geleistet werden.

An Stelle der beiden positiven Massen $m_2$ könnten natürlich auch zwei entsprechende Aussparungen im Schwungrade treten.

Grosse Schwierigkeiten würde die Aufhebung von $M$ und damit die vollständige Fernhaltung der Schwingungen, welche sonst infolge der ungleichförmigen Bewegung der hin- und hergehenden Massen auftreten, nicht bieten, doch liegt zu der hiernit immerhin verknüpften Complication der Maschine nach dem Vorstehenden eine Veranlassung nicht vor.

Der Zweck, welcher durch die in den Fig. 10 bis 14 dargestellte Construction erreicht wird, lässt sich auch für einfache Dampfpumpen erlangen, wenn die Speisepumpe an Stelle des zweiten Cylindersystems gesetzt wird.

Schliesslich liegt noch eine Construction der Firma Kranss & Co. in München vor, welche die besprochenen Schwingungen durch Anwendung einer excentrisch zur Achse der Kurbelwelle angebrachten, rotirenden Masse für jede Kurbel

Digitized by Google

ihrer Zwillings-Dampfpumpe fern zu halten sucht, wie dies Fig. 17 andeutet.

Ist

$m_1$ die Summe der zu einer Dampfpumpe gehörigen hin- und hergehenden Massen,

$r_1$ der Radius der Kurbel,

$r_2$ $m_2$ $w^2$ die Centrifugalkraft der der Kurbel gegenüberliegenden rotirenden Ausgleichungsmasse,

so folgt die Kraft $P_x$, mit welcher sich die Pumpe zur Zeit $t$ entsprechend dem Drehungswinkel $\varphi$, auf ihrem Unterbau von rechts nach links (horizontal) zu bewegen strebt, aus

$$P_x = w^2 m_1 r_1 \cos\varphi - w^2 m_2 r_2 \cos\varphi$$
$$= w^2 (m_1 r_1 - m_2 r_2) \cos\varphi.$$

Die Kraft $P_z$, mit welcher die Pumpe nach abwärts (vertikal) drückt

$$P_z = w^2 m_2 r_2 \sin\varphi.$$

Soll $P_x$ verschwinden, müsste

$$m_2 r_2 = m_1 r_1$$

sein. Dann würde

$$P_z = w^2 m_1 r_1 \sin\varphi \text{ und}$$
$$\max P_z = w^2 m_1 r_1$$

d. h. genau so gross, wie die von $m_1$ im Maximum herrührende Horizontalkraft, zu deren Lahmlegung die Masse $m_2$ angeordnet wurde. Die Wahl $m_2 r_2 = m_1 r_1$ würde daher keinen Sinn haben.

Die günstigste Annahme würde sein, $m_2 r_2$ so zu bestimmen, dass die grössten Werthe, welche $P_x$ und $P_z$ erlangen können, gleich gross sind.

$P_x$ wird am grössten für $\varphi = 0$, $P_z$ für $\varphi = 90°$

$$\max P_x = w^2 (m_1 r_1 - m_2 r_2)$$
$$\max P_z = w^2 m_2 r_2$$

durch Gleichsetzung beider Werthe

$$m_1 r_1 - m_2 r_2 = m_2 r_2$$
$$m_2 r_2 = \frac{m_1 r_1}{2}.$$

Damit folgt

$$P_x = \tfrac{1}{2} w^2 m_1 r_1 \cos\varphi$$
$$P_z = \tfrac{1}{2} w^2 m_1 r_1 \sin\varphi$$
$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \tfrac{1}{2} w^2 m_1 r_1$$

d. h. die Kraft, welche auf Vibrationen der Maschine hinwirkend übrig bleibt, ist der Grösse nach gleich der Centrifugalkraft der Masse $m_2$. Ihre Richtung ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_x}{P_z} = \operatorname{cotg}\varphi$$
$$\psi = 90 - \varphi.$$

$P$ ist für jede der beiden Pumpen vorhanden. Ihre Existenz macht sich bei grosser Umgangszahl entschieden geltend, wie dies nicht anders zu erwarten ist. Die behandelte Aufgabe kann daher durch die in Fig. 17 angegebene Construction nicht als genügend gelöst angesehen werden.

Stuttgart, im Januar 1880.

---

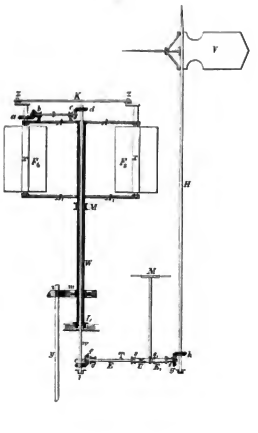
# Ant. Bohlken's horizontales Windrad mit rotirenden Flügeln.

Deutsches Patent No. 5939 vom 20. November 1878.

Von **Fritz Bonneberger** in Wilhelmshaven.

Bei dem vorliegenden, dem Hrn. Anton Bohlken in Varel a. d. Jade patentirten horizontalen Windrade drehen sich dessen dem Winde frei ausgesetzten Flügel während der Drehung des ganzen Flügelsystems derart um ihre eigene Achse, dass jeder Flügel das Windrad stets nach derselben Richtung zu bewegen sucht.

Fig. 1



Es werde nun zunächst angenommen, die Welle $w$ stehe still und die Flügel haben zur Windrichtung $V_1$ die Stellung Fig. 3. Dann trifft der Wind den Flügel $F_3$ auf der Kante, während die Flügel $F_4$, $F_1$, $F_2$ das Bestreben haben, das ganze Flügelsystem rechts herumzudrehen. Tritt diese Drehung ein, so rollt das Rad $c$ um das feststehende Rad $d$ und es drehen sich die Flügel $F_1$ bis $F_4$ (weil das Umsetzungs-Verhältniss $= 1 : 2$) mit der halben Winkelgeschwindigkeit des ganzen Systems um die eigene Achse $x$. Es wird demnach bei einer Vierteldrehung (90°) des Armkreuzes $A$ der Flügel $F_4$ eine Achteldrehung (45°) machen, d. i. aus der Lage von $F_4$ in diejenige von $F_1$ übergehen u. s. w. Das Gleiche wird bei den übrigen Flügeln der Fall sein.

Fig. 3

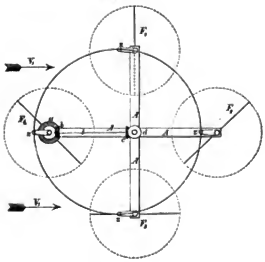
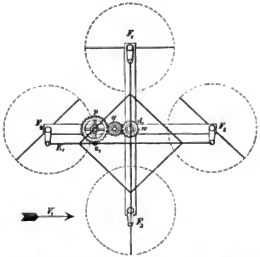


Fig. 4



Diese übereinstimmende Drehung der Flügel lässt sich auch ohne Kurbeln $z$ und Ring $K$ durch Anbringung einer Welle $t$ nebst entsprechenden Winkelrädern auf jedem Arme des Kreuzes $A$ bewirken, und dürfte eine solche Einrichtung

$d_1$ und $p$ als Kettenräder, Verbindung derselben durch eine Kette und Wegfassung des Zwischenrades $q$ bestehen; auch kann man unter Fortlassung des Stangenkreuzes, der Kurbeln und der Räder $p$ und $q$ jede Flügelachse mit einem Kettenrade von dem doppelten Durchmesser des Kettenrades $d_1$ versehen und dann um alle fünf Kettenräder in geeigneter Weise eine Kette legen.

besonders für sehr grosse Windräder mit langen Armen zweckmässig erscheinen.

Es möge nun die bisherige als westlich gedachte Windrichtung $V_1$, Fig. 3, in eine nördliche $N$, Fig. 6, übergehen. Dann werden die Windfahne $V$, Fig. 1, und die Welle $w$ — letztere in Folge der gleichen Räder $h$, $g$, $f$, $e$ — eine viertel Rechtsdrehung und die Flügel $F_1$ bis $F_4$ eine achtel Rechtsdrehung ausführen. Das ganze Flügelsystem wird somit aus der Stellung Fig. 3 in diejenige Fig. 6 übergehen, d. i. zu der veränderten Windrichtung $N$ dieselbe Lage einnehmen, wie vordem zu der Windrichtung $V_1$. Mittelst der Windfahne $V$ wird sich also das Windrad stets nach der Windrichtung einstellen.

Fig. 5

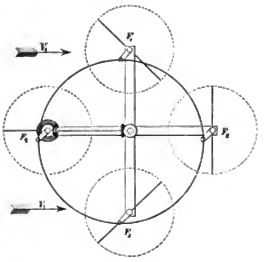
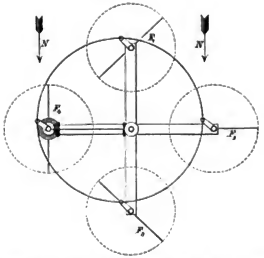


Fig. 6



Es wäre jetzt noch die mit der Welle $T$, Fig. 1 und 2, combinirte Regulirungs- resp. Umsteuerungsvorrichtung zu erklären.

Auf besagter Welle $T$ steckt eine Hülse $U$, welche mittelst der Zahnstange $S$, des Getriebes $G$ und des Handrades $M$ in der in Fig. 1 und Fig. 2 dargestellten Weise auf $T$ verschoben werden kann und innerhalb welcher die Welle $T$ in die beiden Stücke $E$ und $E_1$ getheilt ist. Die Hülse $U$ hat auf dem die Welle $E_1$ umfassenden Theile einen geraden, auf dem die Welle $E$ umfassenden Theile einen spiralförmigen Schlitz. Durch den ersteren ist ein Stift $s_1$ in das

Digitized by Google

Wellenstück $E_1$, durch letzteren ein Stift $s$ in das Stück $E$ geschraubt. Bei irgend einer bestimmten Stellung von $U$ übertragen nun die Stifte $s$ und $s_1$ die Drehung der Welle $H$ ebenso, als ob $E$ und $E_1$ aus einem Stück bestänlen. Eine Verschiebung von $U$ veranlasst aber eine Verdrehung von $E$ gegen $E_1$. Beträgt letztere 180°, so werden sämmtliche Flügel um 90° gedreht (aus der Stellung Fig. 3 in die Stellung Fig. 4 gebracht), und es tritt dann eine zur erstgedachten entgegengesetzte Rotation des Windrades ein. Bewirkt die Verschiebung von $U$ nur eine Verstellung von $E$ gegen $E_1$ um 90°, so wird die Flügelstellung Fig. 5 hervorgerufen und das Windrad steht still. Bei irgend einer Stellung zwischen Fig. 3 und Fig. 5 werden die Flügel in einer weniger günstigen Weise vom Winde getroffen, als bei der von Fig. 3, folglich geht das Rad alsdann langsamer. Es ist durch diese Einrichtung somit die Möglichkeit gegeben, die Geschwindigkeit des Windrades zu reguliren, dasselbe zum Stillstande zu bringen, sowie dessen Drehungsrichtung zu ändern*).

Bei einem durch den Erfinder ausgeführten Windrade hat es sich als zweckmässig herausgestellt, die Windfahne $V$ durch eine sogenannte „Windrose“ zu ersetzen, wie solche zur Regulirung gewöhnlicher Windmühlen in bekannter Weise häufiger Verwendung findet, da diese Windrose gegen momentane Windstösse unempfindlich ist, während eine Fahne leicht hin und her schwankt.

Das vorbeschriebene Windrad kann im Allgemeinen überall an Stelle der bisherigen Windmotoren verwendet werden, z. B. für Mahl- und Sägemühlen, für Wasserhebungszwecke (Wasserstationen, Ent- und Bewässerung von Ländereien, Springbrunnen) u. dgl. m.; im Besonderen dürfte dasselbe für den Betrieb landwirthschaftlicher Maschinen unter Dach vortheilhaft sein, da es sich vermöge seiner ganzen Construction sehr einfach auf Gebäuden anordnen lässt.

Die Kosten eines solchen Windrades werden sich bei gleicher Leistung niedriger stellen, als diejenigen einer gewöhnlichen Windmühle, namentlich wenn es sich um grosse Anlagen handelt.

Für die

## Berechnung des Windrades

sei unter Bezugnahme auf Fig. 7:

$R$ der Radius des Windrades (bezogen auf die Drehachse der Flügel), in Metern;

$F$ die Fläche eines Flügels in Quadratmetern;

$\alpha$ der Drehungswinkel des Windrades aus der Anfangsstellung $EF$;

$V$ die Windgeschwindigkeit (senkrecht zu $EF$), in Metern pro Secunde;

$v$ die Umfangsgeschwindigkeit des Windrades (im Schwerpunkte der Flügel), in Metern pro Secunde;

$\mu$ der Winddruck in Kilogramm pro Quadratmeter bei einer Windgeschwindigkeit $v = 1^m$ pro Secunde. Derselbe ist $\mu = \frac{\xi\gamma}{2g}$, worin:

$\xi$ ein Erfahrungs-Coefficient, welcher bei kleineren Flächen = 1,86 ist, bei grösseren Flächen aber bis 3 wachsen kann;

$\gamma$ das Gewicht eines Cubikmeters Luft in Kilogramm = 1,292 bei 13° C. und 1 Atm. Spannung;

$g$ die Beschleunigung der Schwere in Metern = 9,81.

Dann ist mit Rücksicht auf die oben erwähnte Eigenschaft des Windrades — nämlich, dass sich dessen Flügel mit der halben Winkelgeschwindigkeit des ganzen Systemes drehen — die Geschwindigkeit des Windes senkrecht zur Flügelfläche $A$:

$$V_1 = V\cos\frac{\alpha}{2},$$

und die Geschwindigkeit, mit welcher der Flügel in derselben Richtung ausweicht:

$$v_1 = v\cos\frac{\alpha}{2},$$

mithin der Druck des Windes senkrecht auf den Flügel

$$= \mu F(V-v)^2\cos^2\frac{\alpha}{2}$$

und das auf Drehung des Rades wirkende Moment dieses Flügels

$$M^A = \mu F(V-v)^2\cos^2\frac{\alpha}{2}R\cos\frac{\alpha}{2}.$$

Die entsprechenden Momente der übrigen Flügel $B$, $C$, $D$ sind beziehungsweise:

$$M^B = \mu F(V-v)^2\cos^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)R\cos\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$M^C = \mu F(V-v)^2\sin^2\frac{\alpha}{2}R\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$M^D = \mu F(V-v)^2\sin^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)R\sin\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)$$

und es ist das Drehungsmoment des ganzen Windrades:

$$M = \mu F R(V-v)^2\left[\cos^2\frac{\alpha}{2}+\sin^2\frac{\alpha}{2}+\cos^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)+\sin^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\right] \quad (1).$$

Setzt man, um zu untersuchen, für welchen Winkel $\alpha$ dieses Moment ein Maximum oder Minimum wird, den ersten Differentialquotienten desselben

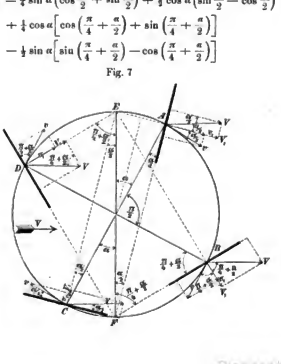
$$\frac{dM}{d\alpha} = -\tfrac{1}{2}\cos^2\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}+\tfrac{1}{2}\sin^2\frac{\alpha}{2}\cos\frac{\alpha}{2}$$

$$-\tfrac{1}{2}\cos^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\sin\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)+\tfrac{1}{2}\sin^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\cos\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)=0,$$

so genügen dieser Bedingung: $\alpha = 0°$; $\alpha = 45°$; $\alpha = 90°$ u. s. w., während der zweite Differentialquotient

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} = \tfrac{1}{2}\sin\alpha\left(\cos\frac{\alpha}{2}+\sin\frac{\alpha}{2}\right)+\tfrac{1}{2}\cos\alpha\left(\sin\frac{\alpha}{2}-\cos\frac{\alpha}{2}\right)$$
$$+\tfrac{1}{2}\cos\alpha\left[\cos\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)+\sin\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\right]$$
$$-\tfrac{1}{2}\sin\alpha\left[\sin\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)-\cos\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\right]$$

Fig. 7



*) Die Einrichtung der Hülse $U$ kann selbstverständlich vielfach modificirt und sowohl auf der Welle $H$, als auch auf der Welle $w$ angebracht werden. Auch lässt sich die Windfahne $V$ direct auf die nach oben verlängerte Welle $w$ stecken. In diesem Falle müsste die vorbeschriebene Kurbelschleife mit dem Rade $d$ vereinigt und das Rad $d$, um das Windrad zu regulireu, durch Heben und Senken der Welle $w$ gegen diese verdreht werden.

Digitized by Google

für $\alpha = 0^0$:

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\sin\frac{\pi}{4} = -\frac{1}{2}(1-V\tfrac{1}{2}) = -0{,}1465;$$

für $\alpha = 45^0$:

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} = \frac{1}{2}\sin\frac{\pi}{4}\left(\sin\frac{\pi}{8} - \cos\frac{\pi}{8}\right) = +0{,}07925;$$

für $\alpha = 90^0$:

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} = \frac{1}{2}\sin\frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} = -\frac{1}{2}(1-V\tfrac{1}{2}) = -0{,}1465$$

wird u. s. w. Demnach ist das Moment $M$ für $\alpha = 0$ und $\alpha = 90^0$ am grössten, für $\alpha = 45^0$ am kleinsten.

Die obige Momentengleichung (1) giebt, durch $R$ getheilt, die am Umfange des Windrades wirkende Gesammtkraft. Diese beschreibt für einen unendlich kleinen Drehungswinkel $d\alpha$ einen Weg $R\,d\alpha$; mithin ist die Arbeit des Windrades für diesen Winkel $d\alpha$

$$dA = \mu F R (V-v)^3\left[\cos^3\frac{\alpha}{2} + \sin^3\frac{\alpha}{2} + \cos^3\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right) + \sin^3\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\right]d\alpha$$

und für $\alpha = 4\frac{\pi}{2}$, d. i. für eine ganze Umdrehung,

$$A = 4\mu F R (V-v)^3 \int_{\alpha=0}^{\alpha=\frac{\pi}{2}}\left[\cos^3\frac{\alpha}{2} + \sin^3\frac{\alpha}{2} + \cos^3\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right) + \sin^3\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)\right]d\alpha$$

oder

$$A = \frac{32}{3}\mu F R (V-v)^3.$$

Macht das Windrad $n$ Umdrehungen pro Minute, so ist die Arbeit desselben pro Secunde $A'' = \frac{A_n}{60}$; ferner ist $v = \frac{2R\pi n}{60}$, demnach

$$A'' = \frac{16}{3\pi}\mu F v (V-v)^2 = 1{,}6976\,\mu F v (V-v)^2 \quad (2).$$

Diese Arbeit ist dieselbe, welche ein Flügel von der Fläche $= 1{,}6976\,F$ verrichten würde, wenn derselbe fortwährend von dem Winde senkrecht getroffen würde, oder mit anderen Worten: **Die effective Flügelfläche des Windrades ist gleich dem 1,7fachen eines Flügels und gleich dem 0,434fachen der gesammten Flügelfläche.**

Die Arbeit in der Zeiteinheit $= A''$ (Gleichung 2) ist am grössten für

$$\frac{dA''}{dv} = (V-v)^2 - v.2(V-v) = 0,$$

also für

$$v = \frac{V}{3},$$

nämlich

$$A'' = 1{,}6976\,\mu F\frac{V}{3}\left(V-\frac{V}{3}\right)^2 = 0{,}3513\,\mu F V^3. \quad (3).$$

Setzt man in Gleichung (1) einmal $\alpha = 0$ und dann $\alpha = 45^0$, so erhält man das Drehungsmoment $M$ bekanntlich im Zustande des Maximums bezw. Minimums, nämlich

$$M_{max} = \mu F(V-v)^2\left(1+2\sin^2\frac{\pi}{4}\right) \quad \text{(für } \alpha = 0^0\text{)}$$

$$M_{min} = \mu F R (V-v)^2\left(\cos^2\frac{\pi}{8} + \sin^2\frac{\pi}{8} + \sin^2\frac{\pi}{8} + \cos^2\frac{\pi}{8}\right) \quad \text{(für } \alpha = 45^0\text{)}$$

oder die bezügliche Arbeitsleistung

$$A''_{max} = \mu F(V-v)^2 v\left[1+2\left(V\tfrac{1}{2}\right)^2\right] = \mu F v(V-v)^2.1{,}70711$$

$$A''_{min} = \mu F v(V-v)^2.2\left(\cos^2\frac{\pi}{8}+\sin^2\frac{\pi}{8}\right) = \mu F v(V-v)^2.1{,}68924,$$

also die mittlere Arbeit

$$A'' = \mu F v (V-v)^2.\frac{1{,}70711 + 1{,}68924}{2} = \mu F v(V-v)^2.1{,}698,$$

entsprechend dem in Gleichung (2) hierfür gefundenen Werthe.

## Die Spannungen in den Vertical-Ständern der eisernen Brücken.

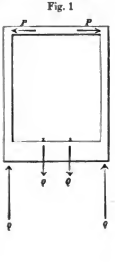
Von **Fr. Jebens,** Ingenieur in Meldorf.

Bei eisernen Fachwerk- und Gitter-Brücken wird bekanntlich in der Regel die Verbindung der Querträger mit den Vertical-Ständern nicht gelenk- oder scharnierartig, sondern fest und unverschiebbar hergestellt, theils weil eine Construction von dieser Art einfacher und leichter herstellbar ist als eine scharnierartige, theils um dadurch eine in manchen Fällen auf keine andere Art zu erreichende Steifigkeit der Vertical-Wände der Haupt-Träger zu erreichen. Infolge dieser Verbindung geben die Bewegungen der Querträger auf die Vertical-Ständer über und bei Belastungen der ersteren werden die Ständer um einen ebenso grossen Winkel gegen ihre ursprüngliche Lage bewegt, als ihn die Enden der Querträger nach der Belastung mit der im unbelasteten Zustande vorhandenen Lage bilden. Sind nun, wie es bei Brücken grösserer Spannweiten der Fall, die anderen Enden der Vertical-Ständer durch Quer-Versteifungs-Glieder mit einander verbunden, so sind erstere auch mit diesem Theile verhindert, die erwähnten Neigungen auszuführen, so dass eine, allerdings sehr geringe Biegung derselben eintreten muss. Es entsteht daher die Frage, ob die dadurch eintretenden Spannungen so gering sind, dass sie ausser Acht gelassen werden können. Die nachstehende Untersuchung, bei welcher der bei grossen Spannweiten am häufigsten vorkommende Fall angenommen ist, dass die Fahrbahn unten liegt, wird über diesen Gegenstand, welcher bis jetzt wenig oder gar nicht untersucht sein dürfte, Aufschluss geben.

Zwei Fälle werden hierbei von einander zu unterscheiden sein: Derjenige, bei welchem die obere Versteifung nur aus einem einfachen, horizontalen Gliede besteht und zweitens der Fall, bei dem die Versteifung zusammengesetzt ist aus zwei Gliedern, welche auch noch durch Diagonal- und Vertical-Glieder mit einander verbunden sind.

Wenden wir uns zuerst der Untersuchung des ersterwähnten Falles zu.

Fig. 1




In nebenstehender Fig. 1 sei ein Querträger einer eingeleisigen Brücke mit den Verticalen und dem oberen Verbindungsgliede dargestellt.

Die auf diesen Rahmen wirkenden, für die folgende Theorie zu berücksichtigenden Kräfte bestehen, da das Eigengewicht hier vernachlässigt werden darf, in den von der Belastung des Querträgers durch die mobile Last herrührenden Kräften $Q$, welche an der Stelle der Schienen wirken, in zwei diesen beiden Kräften gleich grossen Kräften $Q$, welche durch die Mitten der Vertical-Ständer gehen und in einer im oberen Verbindungsstücke wirkenden Kraft $P$. Letzteres wird ge-

Digitized by Google

drückt, weil bei der Belastung des Querträgers sich die Verticalen nach innen neigen müssten, wenn nicht das Verbindungsglied vorhanden wäre. Auf die Verticalen wirken also die Kräfte $P$ nach aussen.

Bei der Belastung des Querträgers werden die Mittellinien des letzteren und der Verticalen drei verschiedene Arten von Curven bilden. Es liegen diese zwischen den Angriffspunkten der beiden mittleren Kräfte $Q$ und zwar zwischen dem Angriffspunkte je einer dieser Kräfte und der zunächst liegenden Mittellinie der Verticalen, während die dritte Curvenart von den Mittellinien der Verticalen gebildet wird.

In nebenstehender Fig. 2 seien $A_1M$ und $A_1A_m$ die Curven der Mittellinien der linken Hälfte des Querträgers und $A_mA_m$ die Mittellinie des linken Vertical-Ständers. Die Punkte $A_1$, $A_m$, $A_m$ seien die Anfangspunkte von Coordinaten der genannten Curven und die Linien $A_1X$, $A_mX$ und $A_mX$ die Abscissen-Achsen. Für den Theil des Querträgers, welchem die Curve $A_1M$ entspricht, ist nun, wie leicht erkennbar, das Drehungsmoment $t$ constant und zwar $= Qb - Ph$, wenn $a$, $b$, $h$ und $P$ die aus der Figur ersichtliche Bedeutung haben.

Fig. 2

Bezeichnet $\alpha$ den Winkel zwischen der Achse $A_1X$ und der Tangente eines Curvenpunktes von der Abscisse $x$ und ist $J$ das Trägheitsmoment des Querträgers, für welches, um die ohnehin nicht einfache Entwickelung nicht zu complicirt zu machen, ein mittleres Trägheitsmoment (wenn dasselbe etwa nicht constant ist) anzunehmen ist, so hat man die Gleichung:

$$d\alpha = \frac{dx}{JE}(Qb - Ph).$$

Demnach ist, da für $x = 0$ auch $\alpha = 0$ sein muss:

$$\alpha = \frac{x}{JE}(Qb - Ph)$$

und für den Winkel $\alpha_1$ der Achse $A_1X$ mit der Tangente in $M$, das ist mit der Horizontalen $MZ$, folgt die Gleichung:

$$\alpha_1 = \frac{a}{JE}(Qb - Ph) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Für das Trägerstück zwischen $A_1$ und $A_m$ ist das Moment in der Entfernung $x$ von $A_m$ $= Qx - Ph$; demnach folgt für den Tangentenwinkel $\beta$ mit $A_mX$ die Gleichung

$$d\beta = \frac{dx}{JE}(Qx - Ph)$$

und es ist, da auch hier keine Constante vorhanden:

$$\beta = \frac{Q\frac{x^2}{2} - Phx}{JE}.$$

Setzt man $x = b$, so erhält man die Neigung der Tangente in $A_1$ oder den Winkel zwischen $A_1X$ und $A_mX$, der mit $\beta_1$ bezeichnet sei

$$\beta_1 = \frac{Q\frac{b^2}{2} - Phb}{JE} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und es ergiebt sich hieraus mit Benutzung von Gleichung (1) der Winkel $\gamma$, der $A_mX$ mit der Horizontalen:

$$\gamma_1 = \alpha_1 + \beta_1 = \frac{Qb\left(a + \frac{b}{2}\right) - Ph(a+b)}{JE} \quad . \quad . \quad (3).$$

Dieser Winkel giebt auch die Neigung der Tangente $A_mD$ an die Curve des Vertical-Ständers mit der ursprünglichen Lage des letzteren. Demnach folgt für den in der Figur mit $A_mD$ bezeichneten Abstand die Gleichung:

$$A_mD = \frac{h}{JE}\left[Qb\left(a + \frac{b}{2}\right) - Ph(a+b)\right] \quad . \quad (4).$$

Das Moment des Vertical-Ständers auf die Achse $A_mX$, welche mit der Tangente $A_mD$ parallel läuft, bezogen, ist im Abstande $x$ von $A_m$ $= Px$. Demnach gilt, wenn $J_1$ das Trägheitsmoment des Vertical-Ständers ist, für das Differential des Tangenten-Winkels $\theta$ (welches hier als negativ aufzufassen ist, weil mit wachsendem $x$ der Winkel abnimmt) die Gleichung:

$$-d\theta = +\frac{Px\,dx}{J_1E},$$

und es folgt

$$-\theta = \frac{P}{J_1E}\frac{x^2}{2} + C.$$

Für $x = h$ wird $\theta = 0$; demnach ist

$$C = -\frac{P}{J_1E}\frac{h^2}{2},$$

und es folgt

$$\theta = \frac{P}{J_1E}\left(\frac{h^2}{2} - \frac{x^2}{2}\right).$$

Die Integration giebt, da keine Constante vorhanden:

$$y = \frac{P}{J_12E}\left(h^2x - \frac{x^3}{3}\right).$$

Demnach ist die Ordinate $KA_m = \frac{P}{J_1E}\frac{h^3}{3}$ und man erhält mit Benutzung von Gleichung (4)

$$A_mD = A_mK = \frac{P}{J_1E}\frac{h^3}{3} = \frac{h}{JE}\left[Qb\left(a + \frac{b}{2}\right) - Ph(a+b)\right]$$

oder

$$PJ\frac{h^3}{3} = J_1Qb\left(a + \frac{b}{2}\right) - J_1Ph(a+b)$$

und

$$P = \frac{J_1Qb\left(a + \frac{b}{2}\right)}{h\left[\frac{h}{3}J + J_1(a+b)\right]} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

In der rechten Seite dieser Gleichung kommen nur solche Grössen vor, die als bekannt zu betrachten sind; man kann daher $P$ daraus bestimmen und es ist dann auch die Spannung an irgend einer Stelle des Vertical-Ständers leicht zu finden. Für $J$ und $J_1$ sollen aber jetzt erst Ausdrücke eingeführt werden, die für die nachstehende Anwendung der Formel auf Beispiele geeignet sind.

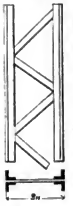
Die Höhe des Querträgers sei $= 2e$, und es werde angenommen, dass der Schwerpunkt der Querschnittfläche desselben von Ober- und Unterkante gleichen Abstand habe. Es ist dann das grösste denselben beanspruchende Moment $= \frac{JT}{e}$, wenn $T$ die zulässige Beanspruchung pro Quadrat-Einheit bezeichnet. In der Praxis wird man bei Berechnung der Querschnittsdimensionen des Querträgers nicht das oben entwickelte Moment $Qb - Ph$ einführen, sondern wird, ohne Berücksichtigung der Wirkung der Kraft $P$, das Moment $Qb$ in Rechnung stellen und es folgt $\frac{JT}{e} = Qb$ oder

$$J = \frac{eQb}{T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$



Digitized by Google

Fig. 3




Der Vertical-Ständer habe die in nebenstehender Skizze, Fig. 3, gegebene Form und bestehe aus vier Winkeleisen mit zwischenliegenden Gitterstäben. Bezeichnet $2n$ die Breite des Ständers und $F$ die Querschnittsfläche von je zwei Winkeleisen, so ist das Trägheitsmoment mit genügender Annäherung zu setzen

$$J_1 = 2n^2 F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Durch Einführung der Werthe für $J$ und $J_1$ aus den beiden vorstehenden Gleichungen in Gleichung (5) erhält man:

$$P = \frac{Qb\left(a+\frac{b}{2}\right)\varkappa 2n^2 F}{h\left[\frac{h}{3}\varepsilon\frac{Qb}{T}+2n^2F(a+b)\right]} \quad . \quad . \quad (8).$$

Mit Benutzung dieser Formel ergiebt sich das Moment $M$, welches im Abstande $x$ vom oberen Ende im Vertical-Ständer herrscht, durch die Gleichung:

$$M = Px \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9),$$

und die Spannung $\mathfrak{S}$, welche an derselben Stelle des Vertical-Ständers stattfindet, durch die Gleichung:

$$\mathfrak{S} = \frac{Px}{F\varkappa 2n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10).$$

Die Gleichungen (8), (9) und (10) lassen sich, ohne dass ein nennenswerther Fehler entsteht, auch für die Vertical-Ständer einer zweigeleisigen Brücke anwenden, indem man sich die Angriffspunkte der Last auf die Geleismitte im Punkte $A$, (Fig. 2) concentrirt denkt und im Uebrigen die Bezeichnungen jener Figur beibehält.

Wir werden in den folgenden Beispielen nur die zweigeleisigen Brücken berücksichtigen, weil hier die durch die Belastung der Querträger in den Vertical-Ständern hervorgerufenen Biegungsspannungen grösser ausfallen als bei den eingeleisigen Brücken.

Gegeben sei (vergl. Fig. 2) $h = 600^{cm}$, $Q = 15000^{kg}$, $2e = 100^{cm}$, gleich der Höhe des Querträgers; $2n = 50^{cm}$, gleich der Breite des Vertical-Ständers, $a = 180^{cm}$, $b = 240^{cm}$ und endlich die zulässige Spannung $= 700^{kg}$ pro Quadratcentimeter. $F$ bleibe vorläufig unbestimmt.

Die Einführung dieser Werthe in Gleichung (8) giebt:

$$P = \frac{15000 \cdot 240 \cdot 300 \cdot 25 \cdot 50 F}{600\left[200\,\frac{50 \cdot 15000 \cdot 240}{700}+25 \cdot 50 \cdot 420 F\right]} = \frac{225000 F}{5143+52{,}5F},$$

und es folgt mit Benutzung von Gleichung (10):

$$\mathfrak{S} = \frac{x \cdot 225000}{50(5143+52{,}5F)}.$$

Für die Stelle, wo die Verticale an den Querträger anschliesst, sei $x = 5{,}5^{0}$; demnach hat man für diese Stelle die Spannung:

$$\mathfrak{S}_0 = \frac{11 \cdot 225000}{5143+52{,}5F}.$$

Da der Werth von $\mathfrak{S}$ um so grösser wird, je kleiner $F$ ist, so ist es von Interesse, sein Wachsthum bei abnehmendem $F$ zu verfolgen. Wird $F = 0$, so erhält man $\mathfrak{S}_0 = 481$.

Dieser Fall kann allerdings in Wirklichkeit nicht eintreten; es ergeben sich aber auch recht bedeutende Spannungen, wenn für $F$ solche Grössen gesetzt werden, die bei ausgeführten Brücken vorkommen. Man erhält zum Beispiel, wenn $F = 30$ ist, $\mathfrak{S}_0 = 368$. Bei Werthen von $F$, welche kleiner als $30^{qcm}$ sind, liegt $\mathfrak{S}_0$ daher zwischen den Grenzen 368 und 481.

Setzt man die Breite des Vertical-Ständers $2n = 60^{cm}$, so ergiebt sich in ähnlicher Weise die Kraft in der oberen horizontalen Strebe:

$$P = \frac{324000 F}{5143+75{,}6F}$$

und die Spannung pro Quadratcentimeter in den äusseren Fasern des Vertical-Ständers an der Anschlass-Stelle desselben an den Querträger

$$\mathfrak{S}_0 = \frac{550 \cdot 324000}{60(5143+75{,}6F)},$$

so dass für $F = 0$, $\mathfrak{S}_0 = 577$ und für $F = 50$, $\mathfrak{S}_0 = 333$ wird.*)

Aus diesen Resultaten folgt, dass bei directem Anschluss der Querträger an Vertical-Ständer, deren Dimensionen nach den Maximal-Beanspruchungen, welche diese als Constructions-Glieder des Hauptträgers erfahren, bestimmt sind, eine erhebliche, das Maass der zulässigen um mehr als die Hälfte überschreitende Spannung in den Ständern hervorgerufen werden kann, wenn die Breite ($2n$) derselben nicht eine ziemlich geringe ist.

Der gefährliche Querschnitt des Vertical-Ständers liegt im Anschlusspunkte des Querträgers an denselben. Da er als Constructionsglied des Hauptträgers Druckspannung erfährt, so folgt, dass die gleichzeitige Beanspruchung durch den Querträger die Druckspannung an der Aussenseite des Ständers vermehrt und an der inneren Seite dieselbe vermindert.

Bezeichnet $V$ die von der Verticalen als Glied des Hauptträgers aufzunehmende Maximalkraft, so ist die dabei entstehende Spannung $= \frac{V}{2F}$; ist ferner $h$ die Höhe der oberen Horizontal-Verbindung über der Oberkante des Querträgers, so ist die am Querträger-Anschluss durch die Wirkung des Querträgers hervorgerufene Spannung nach Gleichung (8) und (10):

$$\mathfrak{S}_a = \frac{b}{2n}\frac{P}{F} = \frac{b}{h}\,\frac{nb\left(a+\frac{b}{2}\right)Q}{\frac{h}{3}\varepsilon\frac{Qb}{T}+2n^2F(a+b)}.$$

Die Summe beider Spannungen muss gleich der zulässigen Beanspruchung $T$ sein; demnach folgt:

$$T-\frac{V}{2F} = \frac{b}{h}\,\frac{nb\left(a+\frac{b}{2}\right)Q}{\frac{h}{3}\varepsilon\frac{Qb}{T}+2n^2F(a+b)}$$

oder

$$\frac{h}{3}\varepsilon Qb-\frac{V}{2F}\frac{h}{3}\varepsilon\frac{Qb}{T}+2n^2F(a+b)\,T-V\,n^2(a+b) = \frac{b}{h}nb\left(a+\frac{b}{2}\right)Q$$

und nach Multiplication aller Glieder mit $F$:

$$F^2\,2n^2T(a+b)-F\left[Vn^2(a+b)-\frac{h}{3}\varepsilon Qb+\frac{b}{h}nb\left(a+\frac{b}{2}\right)Q\right] = \frac{V}{2}\frac{h}{3}\varepsilon\frac{Qb}{T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

Der Einfachheit halber sei der Coefficient von $F^2$ gleich $A$, derjenige von $F$ gleich $B$ und die rechte Seite der Gleichung gleich $C$ gesetzt; dann ergiebt sich die einfachere Gleichung

$$F^2A-FB = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

*) Bei der Elbebrücke bei Tangermünde (vergl. Laisle und Schübler, Bau der Brückenträger, Aufl. III, Th. II, S. 126) bestehen die Vertical-Ständer aus 4 Winkeleisen à $10{,}1\times10{,}1\times1{,}3$, daher $F = 47{,}2^{qcm}$; ferner ist $2n = 64{,}6^{cm}$. Diese Abmessungen stimmen also im Allgemeinen mit den oben gemachten Annahmen überein.

Digitized by Google

aus welcher für die Unbekannte folgt:

$$F = \frac{1}{A}\left(\frac{B}{2} \pm \sqrt{CA + \frac{B^2}{4}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Es sei z. B. $V = 70000^{kg}$, die Breite des Vertical-Ständers $2n = 60^{cm}$ und die übrigen Coefficienten seien (mit Ausnahme von dem zu bestimmenden $T$) gleich den in den früheren Beispielen schon benutzten Grössen. Es ist dann:

$A = 2 \,.\, 30^2 \,.\, 700 \,.\, 420 = 529\,200\,000,$

$B = 70000 \,.\, 30^2 \,.\, 420 - 200 \,.\, 50 \,.\, 15000 \,.\, 240 + \frac{550}{600} \,.\, 30 \,.\, 240 \,.\, 300 \,.\, 15000$

$= 26\,460\,000\,000 - 36\,000\,000\,000 + 29\,700\,000\,000$

$= 20\,160\,000\,000,$

$C = \frac{70000}{2} \cdot 200 \cdot \frac{50 \,.\, 15000 \,.\, 240}{700} = 1\,800\,000\,000\,000$ und

$F = \frac{1}{5292}\left(100\,800 \pm \sqrt{5292 \,.\, 1\,800\,000\,000 + 100\,800^2}\right)$

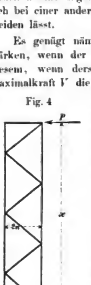
$= \frac{1}{5292}\left(100\,800 \pm 324\,680\right) = 80^{qcm}.$

Der Querschnitt, welcher für $F$ nöthig ist, wenn die durch Belastung des Querträgers in der Verticalen entstehende Spannung ganz unberücksichtigt bleibt, ist dagegen nur $= \frac{70000}{2 \,.\, 700} = 50^{qcm}.$

Dadurch, dass nur die nach aussen liegende Faser in dem unteren Theile des Vertical-Ständers bis zur zulässigen Grenze angespannt wird, während in den übrigen Theilen die Spannung unter dieser Grenze bleibt, entsteht bei dieser Construction eine unglückliche Verwerthung des Materials, welche sich bei einer anderen Construction des Vertical-Ständers vermeiden lässt.

Es genügt nämlich, die äussere Seite desselben zu verstärken, wenn der übrige Querschnitt so gross ist, dass in diesem, wenn derselbe allein vorhanden wäre, durch die Maximalkraft $V$ die zulässige Spannung erreicht wird. Die Kraft, welche in jedem Winkeleisen-Paar herrschen muss, wenn am oberen Ende des Vertical-Ständers eine Kraft $P$ angreift, ist nämlich (s. nebenstehende Skizze) im Abstande $x$ von oben $= \frac{Px}{2n}$. An der inneren Seite findet Zug statt; es wird daher, wenn zugleich beim Auftreten von $V$ ein Druck entsteht, ein theilweises Ausgleichen stattfinden. Auf der äusseren Seite werden die Fasern bei beiden Arten der Beanspruchung gedrückt. Da nun beim Auftreten von $V$ in den Winkeleisen die zulässige Spannung erreicht wird, so muss durch die Kraft $P$ die gleiche Spannung in der Verstärkung herbeigeführt werden, das heisst, es muss der Querschnitt der Verstärkung im Abstande $x$ von oben $= \frac{Px}{2nT}$ sein. Dieser wächst also mit der Entfernung vom oberen Ende des Vertical-Ständers und ist dort $= 0$ und am stärksten an der Verbindung mit dem Querträger.

Fig. 4




Bei einem der behandelten Beispiele hatten wir $2n = 60^{cm}$ und $F = 50^{qcm}$ gewählt und es war $P = \frac{324\,000 \,.\, 50}{5143 + 75 \,.\, 50} = 1815.$ Der Verstärkung ist daher im Anschlusspunkte des Ständers an den Querträger eine Querschnittsgrösse zu geben von $\frac{550}{60 \,.\, 700} \times 1815 = 24^{qcm}.$

Es muss jedoch bemerkt werden, dass diese Querschnitts-Bestimmung nur annähernd richtige Resultate giebt. Bei der Ableitung von $P$ wurde nämlich vorausgesetzt, dass der Querschnitt vom Vertical-Ständer constant und nicht verstärkt ist. Da aber $P$ um so grösser wird, je stärker der Vertical-Ständer ist, so hat die Verstärkung eine Vergrösserung von $P$ zur Folge und es müsste daher die Verstärkung selbst etwas grösser gemacht werden, damit infolge des grösseren $P$ die zulässige Spannung an der Aussenseite nicht überschritten wird.

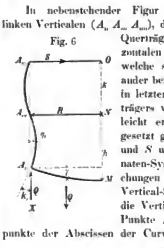
Bevor die Behandlung der mit einer oberen Querverbindung zwischen den Vertical-Ständern versehenen Brücken zum Abschluss gebracht wird, ist noch der Einfluss der Anordnung von schrägen Streben am Fuss und Kopf der Verticalen zu erwähnen. Die am Fuss angebrachte Strebe kann wegen Innehaltung des Normal-Profils immer nur niedrig sein, und die Biegung der Verticalen wird daher nur wenig dadurch beeinflusst. Die Wirkung der oberen Strebe besteht darin, dass eine Biegung der oberen Querverbindung eintritt (s. die punktirte Linie in nebenstehender Figur). Ist nun die Höhe dieser letzteren gering, so kann die Biegung leicht erfolgen, so dass auch der Biegung der Vertical-Ständer wenig Widerstand entgegengesetzt wird. Man wird also in diesem Falle die Berechnung der mit schrägen Streben versehenen Vertical-Ständer so ausführen können, wie die von Vertical-Ständern, welche gar keine Streben besitzen. Eine genaue statische Berechnung mit Berücksichtigung der schrägen Streben würde freilich auch so weitläufig sein, dass in der Praxis schwerlich davon Gebrauch gemacht werden würde.

Fig. 5

Von einer grösseren Höhe der oberen Querverbindung dürfte aber schon aus dem Grunde Abstand genommen werden, weil dadurch bei der Biegung derselben erhebliche Spannungen in den unteren und oberen Fasern derselben hervorgerufen würden.

In nebenstehender Figur seien die Mittellinien der linken Verticalen ($A_0 A_m A_m$), der linken Hälfte ($A_m M$), des Querträgers und zweier oberen horizontalen Streben ($A_m N$) und ($A_m O$), welche sich im Abstande $k$ von einander befinden mögen, dargestellt. Die in letzteren bei Belastungen des Querträgers wirkenden Kräfte, welche, wie leicht erkennbar, einander entgegengesetzt gerichtet sein müssen, seien $R$ und $S$ und die $X$-Achse des Coordinaten-Systemes, auf welches die Gleichungen der Curven der Mittellinie des Vertical-Ständers bezogen werden, sei die Verticale $A_m X$, von welcher die Punkte $A_m$ bezw. $A_m$ als Anfangspunkte der Abscissen der Curven $A_m A_m$ und $A_m A_0$ anzu-

Fig. 6






Digitized by Google

nehmen sind. Für einen Punkt auf dem Theile $A_m A_n$ im Abstande $x$ von $A_m$ ist das Moment $= Sx$ und es folgt demnach, wenn $\eta$ der Tangentenwinkel der Curve bei $x$ ist und wie vorhin $E$ der Elasticitäts-Modul, $J_x$ das Trägheitsmoment des Vertical-Ständers ist, die Gleichung:

$$d\eta = \frac{Sx}{J_x E}\,dx \quad \text{und} \quad \eta = \frac{S}{J_x E}\,\frac{x^2}{2} + C.$$

Bei $A_m$ sei $\eta = \eta_1$, dann folgt:

$$C = \eta_1 - \frac{S}{J_x E}\,\frac{k^2}{2}$$

und

$$\eta = \eta_1 - \frac{S}{J_x E}\left(\frac{k^2}{2} - \frac{x^2}{2}\right),$$

woraus sich durch Integration

$$y = \eta_1 x - \frac{S}{J_x E}\left(\frac{k^2}{2}x - \frac{x^3}{6}\right)$$

ergiebt.

Für $x = 0$ und $= k$ ist $y = 0$; es ist daher keine Constante vorhanden und man hat:

$$0 = \eta_1 k \frac{S}{J_x E}\,\frac{k^3}{3}$$

und

$$\eta_1 = \frac{S}{J_x E}\,\frac{k^2}{3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Für die Curve $A_m A_n$ ist, wenn $\varkappa$ den Tangentenwinkel bezeichnet:

$$d\varkappa = \frac{dx}{J_x E}\,[S(k+x) - Rx]$$

und

$$\varkappa = \frac{Skx + S\frac{x^2}{2} - R\frac{x^2}{2}}{J_x E} + C.$$

Für $x = 0$ ist $\varkappa = \eta_1$; demnach ist $C = \eta_1$ und

$$\varkappa = \frac{Skx + S\frac{x^2}{2} - R\frac{x^2}{2}}{J_x E} + \eta_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

sowie

$$y = \frac{Sk\frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6}S - R\frac{x^3}{6}}{J_x E} + \eta_1 x + C.$$

Da ferner für $x = 0$ und $= h$, $y = 0$ ist, so muss $C = 0$ sein und es folgt die Gleichung:

$$\frac{Sk\frac{h}{2} + S\frac{h^2}{6} - R\frac{h^2}{6}}{J_x E} + \eta_1 = 0$$

oder mit Benutzung des Werthes für $\eta_1$ aus Gleichung (13)

$$Sk\frac{h}{2} + S\frac{h^2}{6} - R\frac{h^2}{6} + S\frac{h^2}{3} = 0,$$

woraus sich zwischen $R$ und $S$ die Beziehung ergiebt:

$$R = S\left(\frac{3k}{h} + \frac{2h^2}{h^2} + 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Wird nun in der Gleichung (14) $x = h$ gesetzt und für $\eta_1$ der Werth aus Gleichung (13) eingeführt, so erhält man den Winkel $\varkappa_1$ bei $A_n$, nämlich:

$$\varkappa_1 = \frac{Skh + (S-R)\frac{h^2}{2}}{J_x E} + \frac{k^2}{3}\frac{S}{J_x E} = \frac{1}{J_x E}\left[S\left(\frac{k^2}{3} + kh + \frac{h^2}{2}\right) - R\frac{h^2}{2}\right]$$

oder mit Benutzung des Werthes von $R$ aus Gleichung (15):

$$\varkappa_1 = \frac{S}{J_x E}\left[\frac{k^2}{3} + kh + \frac{h^2}{2} - \frac{3}{2}kh - k^2 - \frac{h^2}{2}\right]$$

$$= \frac{S}{J_x E}\left(-\frac{kh}{2} - \frac{k^2}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

Der absolute Werth dieses Winkels ist gleich dem Winkel $\gamma_1$, den die Mittellinie des Querträgers mit der Horizontalen bildet. Letzteren erhält man direct aus Gleichung (3), wenn man bedenkt, dass das Moment, welches in dem Falle, als nur eine horizontale Strebe angenommen, $= Ph$ war, im gegenwärtigen Falle als $Rh - S(h+k)$ einzuführen ist. Demnach ist:

$$\frac{Qb\left(a + \frac{b}{2}\right) - (a+b)\,Rh + (a+b)\,S(h+k)}{JE} = \frac{S}{J_x E}\left(\frac{k^2}{2} + \frac{3}{2}k^2\right)$$

oder

$$Qb\left(a + \frac{b}{2}\right)J_x - (a+b)\,RhJ_x + (a+b)S(h+k)J_x = SJ\left(\frac{kh}{2} + \frac{3}{2}k^2\right)$$

oder, wenn für $R$ der Werth aus Gleichung (15) eingeführt wird:

$$Qb\left(a + \frac{b}{2}\right)J_x = SJ\left(\frac{kh}{2} + \frac{3}{2}k^2\right) + SJ_x(a+b)\left[3k + \frac{2k^2}{h} + h - (h+k)\right]$$

und

$$S = \frac{Qb\left(a + \frac{b}{2}\right)J_x}{k\left[J\left(\frac{h}{2} + \frac{3}{2}k\right) + J_x(a+b)\left(\frac{2k}{h} + 2\right)\right]} \quad . \quad . \quad (17).$$

Aus dieser Gleichung lässt sich zunächst die Kraft $S$ und aus Gleichung (15) unter Benutzung des für $S$ gefundenen Werthes die Kraft $R$ bestimmen, welche in der oberen, bezw. unteren Horizontal-Strebe wirkt, wenn der Querträger in jeder Geleisemitte mit einer Kraft $Q$ belastet wird.

Aus Gleichung (17) folgt, dass mit abnehmendem $k$ der Werth von $S$ grösser wird und sich bei verschwindendem $k$ dem unendlich Grossen nähert. Bei verschwindendem $k$ muss daher auch $R$ unendlich gross werden. Dieses Resultat hat darin seinen Grund, dass die bei der Ableitung gemachte Annahme, dass die Punkte $A_m$, $A_n$, $A_m$ bei der Biegung in einer Verticallinie liegen, bei geringen Grössen von $k$ nicht ganz zutreffend ist. In Wirklichkeit muss nämlich bei kleiner werdendem $k$ und der dabei erfolgenden Vergrösserung der Kräfte $S$ und $R$ eine Ausdehnung bezw. Zusammenpressung der Horizontalen $A_m O$ und $A_n N$ stattfinden und dadurch ein Hinausrücken der Punkte $A_m$ und $A_n$ aus der Verticalen eintreten, wodurch zugleich eine geringere Krümmung der Mittellinie des Vertical-Ständers und wieder eine Reduction der Kräfte $S$ und $R$ in den Horizontalen hervorgeht. Hieraus folgt, dass die Gleichungen (17) und (15) bei kleinem Abstande der oberen Horizontalen von einander keine richtigen Werthe für die in letzteren wirkenden Kräfte geben können. Ist aber dieser Abstand grösser, so fallen die Kräfte sowie die Längenveränderungen der Horizontalen nur sehr gering aus, so dass die für die Punkte $A_n$, $A_m$, $A_m$ gemachte Voraussetzung fast erfüllt ist. Demnach sind die Gleichungen (17) und (15) um so zuverlässiger, je weiter die oberen Horizontalstreben von einander abstehen.

Ein grosser Abstand ist nun auch deshalb erwünscht, weil die durch die obere Querverbindung in Verbindung mit dem dazwischen liegenden Diagonalkreuz hergestellte Versteifung um so wirksamer wird, je grösser der Abstand ist, und weil damit zugleich das Kleinerwerden der bei Belastung des Querträgers in der oberen Querverbindung entstehenden Kräfte bewirkt wird. Der Querschnitt der Querverbindungen muss ohnehin so gross genommen werden, dass die Streben nicht allein den bei Winddruck auftretenden Kräften Widerstand leisten können und dem Querschnitt des Brückenbalkens genügende Steifigkeit gegen Verschiebung bieten, sondern dass auch durch die Belastung des Querträgers entstehenden Kräften genügender Widerstand geleistet wird. Es möchte daher empfehlenswerth sein, bei Brückenbalken, deren Höhe nicht gestattet, zwei Querverbindungen mit grösserem Abstande anzubringen, nur eine solche zu verwenden, oder, wenn dies

Digitized by Google

nicht thunlich, die Höhe des Balkens zu vergrössern, um einen grösseren Abstand der Querverbindungen zu gewinnen.

Berechnen wir jetzt an einem Beispiel die Kräfte in der oberen Querverbindung und die Spannungen, welche in einem Vertical-Ständer von constantem Querschnitt durch Belastung des Querträgers entstehen können. Es seien die früher gebrauchten Grössen für $a$, $b$, $h$, $Q$ wieder giltig, die Breite $2n$ des Vertical-Ständers sei wie bei einem der oben berechneten Beispiele $= 60^{cm}$ und die halbe Querschnittsfläche $F$ des Vertical-Ständers, der auch hier wieder aus vier Winkeleisen zusammengesetzt sei, sei $= 50^{qcm}$. Der Abstand der oberen Querverbindungen von einander sei gleich der Höhe der unteren Strebe über der Mitte des Querträgers, nämlich $= 6^{m}$. Es ist nun nach Gleichung (6) und (7)

$$J = \frac{\varepsilon Q b}{T} = \frac{50.15000.240}{700} = \text{rot. } 257000;$$

$$J_1 = 2n^2 F = 2.30^2.50 = 90000;$$

nach Gleichung (17) ist

$$S = \frac{Q b \left(a + \frac{b}{2}\right) J_1}{k\left[J\left(\frac{h}{2} + \frac{1}{3}k\right) + J_1(a+b)\left(\frac{2k}{h}+2\right)\right]}$$

$$= \frac{15000.240.300.90000}{600\,[257000.700 + 90000.420.4]} = 489$$

und nach Gleichung (15)

$$R = S\left[\frac{3k}{h} + 2\left(\frac{k}{h}\right)^2 + 1\right] = 6 \times 489 = 2934.$$

Das Biegungsmoment für den oberen Theil des Ständers ist an der unteren Horizontalstrebe am grössten, nämlich $= Sk$, also im vorliegenden Falle $489.600 = 293400$. Für eine Stelle im unteren Theile, die den Abstand $x$ von der unteren Querverbindung hat, ist das Moment $= S(k+x) - Rx$ und dieses ist daher $= 0$, wenn $x = \frac{Sk}{R-S}$, also beim eben behandelten Beispiele $= \frac{600}{5} = 120$ ist. Von diesem Punkte an ist die Drehungsrichtung des Momentes umgekehrt gegen diejenige im oberen Theile des Vertical-Ständers und es wächst das Moment bis zum Anschluss an den Querträger, wo es, wenn $\mathfrak{h}$ die Höhe der unteren Strebe über der Oberkante des Querträgers bezeichnet, $= \mathfrak{h}(R-S) - kS = (550.5 - 600)\,489 = 1051350$ ist. An den Stellen, wo die Momente am grössten sind, finden im Vertical-Ständer auch die grössten Spannungen statt. Die Spannung der äusseren Faser ist, wenn $M$ das Moment bezeichnet, $= \frac{M}{2nF}$ und danach ergiebt sich am Anschluss der unteren Horizontalstrebe eine Spannung der äusseren Faser $= \frac{293400}{3000} = 97{,}8$ und am Anschluss an den Querträger eine solche $= \frac{1051350}{3000} = 350{,}45$. Im ersteren Falle sind die Fasern an der Aussenseite gezogen, im zweiten Falle gepresst.

Um bei gleichzeitiger Beanspruchung des Vertical-Ständers durch Belastung des Querträgers und durch die Druckkräfte, welche bei Belastung des Hauptträgers in den Vertical-Ständer übergehen, übermässige Spannungen zu vermeiden, ist, wenn man den constanten Querschnitt des Vertical-Ständers beibehalten will, die Bedingung zu stellen, dass in den am stärksten gedrückten Fasern beim Auftreten der beiden Beanspruchungen die zulässige Spannung erreicht wird. Diese Construction hat wie in dem oben behandelten Falle mit nur einer oberen Horizontalen einen unnöthigen Material-Aufwand zur Folge und führt auch auf weitläufige Rechnungen. Um diese zu vereinfachen, setze man in Gleichung (17)

$$Q\mathfrak{h}\left(a + \frac{b}{2}\right) = A; \quad \frac{h}{2} + \frac{1}{3}k = B \text{ und } (a+b)\left(2\frac{k}{h}+2\right) = C,$$

sowie in Gleichung (15)

$$3\frac{k}{h} + 2\left(\frac{k}{h}\right)^2 + 1 = D,$$

dann wandeln sich diese Gleichungen um in die folgenden:

$$S = \frac{J_1 A}{k(JB + J_1 C)} \quad \text{und} \quad R = SD.$$

Die Grösse des Momentes am Anschluss der Verticalen an den Querträger ist demnach:

$$\mathfrak{h}(R-S) - kS = \mathfrak{h}(SD - S) - kS = S(\mathfrak{h}D - \mathfrak{h} - k)$$

$$= (\mathfrak{h}D - \mathfrak{h} - k)\frac{J_1 A}{k(JB + J_1 C)} = (\mathfrak{h}D - \mathfrak{h} - k)\frac{2n^2 FA}{k(JB + 2n^2 FC)}.$$

Dieser Ausdruck giebt durch $2nF$ dividirt die durch Belastung des Querträgers entstehende grösste Spannung der äussersten Faser. Die Spannung, welche in dem Vertical-Ständer entsteht, wenn $V$ die grösste Druckkraft ist, welcher derselbe als Constructionsglied des Hauptträgers ausgesetzt wird, ist aber gleich $\frac{V}{2F}$. Daher hat man die Bedingungsgleichung:

$$(\mathfrak{h}D - \mathfrak{h} - k)\frac{nA}{k(JB + 2n^2 FC)} + \frac{V}{2F} = T \quad . \quad (18),$$

welche nach $F$ aufzulösen ist und woraus dann die Querschnittsgrössen der zwei Winkeleisen zu bestimmen sind. Da eine ähnliche Berechnung schon bei der Behandlung der Vertical-Ständer mit nur einer oberen Horizontalen ausgeführt ist, so möge die Berechnung von $F$ hier nicht weiter geführt werden.

Sehr einfach ist die Rechnung, wenn man an den am stärksten gepressten Stellen solche Verstärkungen anbringt, dass in diesen bei gleichzeitigem Auftreten der beiden Beanspruchungen die stärkste Spannung erreicht wird. Der Querschnitt dieser Verstärkung muss an der Aussenseite vom unteren Ende des Ständers bis zu der Stelle, wo das Moment $= 0$ ist, abnehmen und von dieser Stelle an, aber auf der Innenseite des Ständers zunehmen bis zum Anschluss der unteren Horizontalen an den Ständer und von hier wieder abnehmen bis zum Kopf desselben (s. nebenstehende Fig. 7). Bei dem behandelten Beispiel beträgt der Querschnitt der Verstärkung am unteren Ende des Ständers

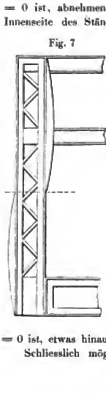


Fig. 7

$$\frac{1051350}{2.30.700} = 25^{qcm}$$

und am Anschluss der unteren Horizontalen $\frac{293400}{2.30.700} = 7^{qcm}$.

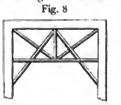
Es gilt hier aber auch dasselbe, was bei den Brückenbalken mit nur einer oberen Querverbindung erwähnt wurde: dass die so berechneten Querschnittsgrössen nicht den strengen Anforderungen genügen. Daher ist es besser, die Querschnitte nicht allein etwas grösser zu nehmen, als die Rechnung ergiebt, sondern auch die Verstärkungen aussen und innen über den Punkt, für welchen das Moment $= 0$ ist, etwas hinaus zu führen.

Schliesslich möge hier noch die Construction erwähnt

Digitized by Google

werden, bei welcher unter der unteren Querverbindung Eckverbindungen oder strebenartige Verlängerungen der Diagonalen angebracht sind (s. nebenstehende Fig. 8). Da in diesem Falle die Biegung der Verticalen durch die Streben verhindert wird, so sind die Resultate der vorstehenden Untersuchung hier nicht mehr giltig und es muss eine eingehende statische Untersuchung dieses Falles noch complicirter werden als die vorhergehende; zugleich würden aber auch, da der Brücken-Querschnitt aus sehr vielen Theilen zusammengesetzt ist, die Resultate einer solchen Untersuchung unsicher werden. Streben unter der unteren Horizontalen möchten aber auch, namentlich wenn die Höhe zwischen der oberen und unteren Horizontalen nicht zu gering ist, entbehrt werden können.

Fig. 8



Wird aber die Verbindung zwischen den Querträgern und Vertical-Ständern nicht fest, sondern gelenkartig hergestellt, so können sowohl derartige Streben ohne Nachtheil angebracht, als auch Verstärkungen am Vertical-Ständer vermieden werden.

---

# Die Entphosphorung des Roheisens bei dessen Darstellung im Hohofen.

Von **Siegfried Stein** in Bonn.

(Vorgetragen im Siegener Bezirksverein zu Siegen am 26. October 1879.)

Geehrte Versammlung. Ihnen Allen ist der Inhalt des Berichtes über meinen Vortrag im Eisenhütten-Verein zu Düsseldorf am 10. Juni 1877 bekannt, abgedruckt in No. 32 unserer Wochenschrift vom 11. August 1877. Dieser Bericht hat seinen Schluss anscheinend nachträglich verloren. Ich gab damals bekanntlich sofort aus eigener und fremder Praxis eine ganze Reihe Analysen von Hohofenschlacken, welche erheblichen Phosphorgehalt zeigten. Darauf erklärte Hr. Massenez: „Meine Herren! wenn das richtig ist, dann sind wir alle todt gemacht.“ Einer solchen Aeusserung gegenüber wäre Reden Silber gewesen und Schweigen allein am Platze. Es war Hrn. Massenez ohne Zweifel nur um eine rhetorische Wendung zu thun, denn er ist ja der Erste gewesen, welcher sich die deutsche Eisenindustrie durch Erwerbung des englischen Verfahrens zur Entfernung des Phosphors aus dem Eisen beim Bessemern tributpflichtig machen wollte. Die Anmerkung des derzeitigen Herrn Referenten beruht auf einem Irrthume. Dieser findet seine Erklärung in den später mitzutheilenden Thatsachen über Alkali-Phosphate.

Hr. Dr. K. List bespricht in seinem „Geschichtlichen Rückblick auf die Versuche der Entphosphorung des Eisens“, Januheft unserer Zeitschrift, 1879, S. 267 ff., meine früheren Arbeiten, ohne von ihnen vorher genaue Kenntniss genommen zu haben. Nachdem ich ihn von meinen Versuchen in Hagen besser unterrichtet hatte, für deren so sehr zuvorkommende Gestattung ich den Herren Funke & Elbers, den Herren Aaheck, Osthaus, Eicken & Cie., sowie deren Beamten, speciell Hrn. Metzler und Hrn. Prince, zu tiefstem Danke verpflichtet bin, schrieb mir Hr. Dr. List: „Besten Dank für Ihre reichhaltigen Mittheilungen, deren interessanten Inhalt ich bei meinem Referate gern benutzt haben würde. Es wird mich freuen Gelegenheit zu finden von ihnen Gebrauch machen zu können, wie Sie es wünschen. Hochachtend gez.: Dr. K. List. Hagen 19. 8. 1879.“

Mit wenigen Worten rufe ich Ihnen den für heute wesentlichen Inhalt meines damaligen Vortrages ins Gedächtniss zurück. Tränkt man Holzkohle oder Koaks mit Pottasche und erhitzt dieselben in einem Gebläseofen, also unter Zutritt des Stickstoffs der atmosphärischen Luft, so bildet sich Cyankalium. Erhitzt man titansäurehaltige Mineralien, mit Holzkohle oder Koaks gemengt, in derselben Weise und ebenso die vorgenannten Materialien zur Weissgluth, so bildet sich Cyanstickstoff und Cyantitan, resp. Stickstofftitan.

Leitet man über diese Cyanmetalle überhitzten Wasserdampf, so bildet sich daraus Ammoniak und aus diesem Cyanammonium. Sofern man letzteren auf glühende phosphorhaltige Eisenerze oder auf phosphorhaltiges Roheisen einwirken lässt, wird aus diesen der Phosphor dampfförmig entfernt, anscheinend in der Verbindung als Phosphan ($Phosphorstickstoff\ PN_2H$).

Nun zur Sache:

Im Jahre 1863 wurde mir ein Patentgesuch, betreffend die Entfernung von Schwefel und Phosphor aus dem Roheisen im Hohofen, durch Einwirkung von Cyanammonium und Magnesia, durch das Königliche Preussische Handelsministerium abgelehnt. Daher theilte ich im Jahre 1876 mein dahin gerichtetes erneuertes Gesuch in zwei Theile. Es war mir nämlich im Bonner Universitäts-Laboratorium und durch Arbeiten in der Praxis gelungen, die Durchführbarkeit des schwierigeren Theiles nachzuweisen, nämlich durch Einwirkung von Cyanammon auf Eisen oder Eisenoxyde, gleichviel ob sich dieselben in einer Oxydations- oder Reduktionszone befanden, den in ihnen enthaltenen Phosphor frei zu machen, wie es vorhin im Prinzipe erwähnt ist.

Das Patent wurde dann ertheilt und später in das Deutsche Reichspatent No. 4713 vom 28. Februar d. J. umgewandelt. Sobald dieser erste Theil jenes Gesuches vom 30. September 1863 mit Erfolg gekrönt war, galt es auch den zweiten Theil jenes Gesuches wissenschaftlich zu begründen und in der Praxis durchzuführen:

„Die durch Cyanammon im Hohofen entstandene freie Phosphorverbindung als solche oder als Phosphorsäure durch Zuschlag grösserer Mengen von magnesiahaltigen Gesteinen — also von Dolomit oder Bitterspath oder von Magnesit, gleichzeitig mit den nach dem Hauptpatent aufzugebenden Titanerzen und der Pottasche — unschädlich für das Roheisen in die Schlacken überzuführen.“

Dies ist der kurze Inhalt des von mir unterm 20. Mai d. J., also schon vor 6 Monaten, beantragten Zusatzpatentes.*)

Die Begründung der Richtigkeit dieses Verfahrens stützte ich auf eigene Erfahrungen und anderweitige Beobachtungen. Wie ich schon in Bonn publicirt habe, gelang es mir durch die Arbeiten im Juli vorigen Jahres nach dem Verfahren meines Hauptpatentes aus dem auf den Lothringer Eisenwerken in Ars produzirten Roheisen von den sonst in ihm enthaltenen 1,5 pCt. Phosphor 0,4 pCt. Phosphor zu entfernen und in die Schlacken überzuführen**).

*) Dieses Zusatzpatent ist inzwischen unterm 24. October 1879 ertheilt.

**) Das Stabeisen, welches aus diesem Roheisen ohne irgend

Digitized by Google

Das bisher geltende Axiom: „Es ist nicht möglich“ war durch dieses Resultat über den Haufen geworfen. Die im Jahre 1854 auf der Niederrheinischen Hütte von mir beobachtete Thatsache der zufälligen, ungefähr vier Wochen dauernden Produktion möglichst phosphorfreien Roheisens lag nun in meiner Gewalt, weil die bedingenden Ursachen erforscht waren. Die Freude des Gelingens liess alle gehabte Mühe und Arbeit vergessen. Der Weg war gefunden.

Selbstverständlich nicht zufrieden mit diesem an sich zwar schönen Erfolge, ging ich zum zweiten Theile meiner Aufgabe über, nämlich: allen Phosphor der Beschickung in die Schlacke überzuführen und im Hohofen ein ganz oder doch fast ganz phosphorfreies Roheisen darzustellen.

Alle alten Studien und Erfahrungen wurden herangeholt, zuerst das bekannte Werkchen von Tunner: „Das Eisenhüttenwesen in Schweden, 1858.“ Es heisst in demselben bezüglich der Darstellung des ausgezeichneten, weltberühmten Danemora-Eisens auf S. 13: „Die so sehr gleichmässig-feinkörnige Textur der Erze, ihre geringe, innige Mengung mit anderen Mineralien, welche neben dem erwünschten Gehalte an Kiesel-, Kalk-, Magnesia- und Thonerde zugleich einen ebenso innig eingemengten beträchtlichen Gehalt an Mangan haben, machen sie in allen ihren Theilen gleichmässig leichtflüssig und es erfolgt die Bildung der Schlacke in ihrer erwünschten Zusammensetzung sehr früh, weshalb das aus dem ziemlich schwer reduzirbaren Magneteisenstein dargestellte Roheisen nur wenig Gelegenheit hat, in der hohen Temperatur auf die Schlackenbestandtheile einzuwirken.“ Seite 33 heisst es: „Die gewöhnlich auffallend manganhaltige Schlacke scheint meist nahe einem Bisilicat, öfter jedoch mehr basisch als sauer zu sein.“ In Bezug auf Phosphorgehalt der Erze heisst es S. 14: „Und endlich ist auch das Roheisen aus Danemora-Erzen unzweifelhaft nur mit einem Minimum von Phosphor verunreinigt, weil einerseits an und für sich die Erze und Gebirgsarten in den älteren Formationen weniger Phosphor (?. Die Red.) enthalten, sondern auch insonderheit die Erze der jüngeren Formationen, wie sie beispielsweise in Norwegen, bei Kragerou und bei Bamble zwischen Gneis und Glimmerschiefer auftretend, sprechen dagegen. St.) enthalten, als die aus jüngeren Formationen.“ Durch das Jern Kontor vom Jahre 1860 an veröffentlichte Analysen bestätigen zwar zum Theil diese Thatsachen, theilweise wurden sie jedoch widerlegt, wie folgt:

1) Die genannten Analysen weisen einen geringeren oder höheren Gehalt an Titansäure nach.

2) Die Erze zeigen im Inneren im dichten Kern allerdings wenig Phosphorgehalt, aber auf den Klüften und Spalten kommt mitunter als Infiltrationsprodukt und oft sogar recht bedeutend crystallisirter Phosphorit-Apparit vor.

3) Die Erze sind so zusammen gesetzt und der event. erforderliche Zuschlag wird so bemessen, dass die Schlacke basischer wird wie ein Bisilicat, mitunter sich einem Singulosilicat fast ganz nähert, was für einen Holzkohlen-Hohofenbetrieb als ganz ausserordentlich basisch betrachtet werden muss.

Ich komme hierauf noch zurück und gebe dann einige bisher wohl nicht bekannte Analysen zur Bestätigung dieser Thatsachen, von deren Vorhandensein ich mich ausserdem mehrfach an Mineralstufen in den Bonner Sammlungen überzeugte. Die Gebirgsarten der älteren Formationen sind keineswegs ärmer an Phosphorsäure, als die der jüngeren. Seit dem Jahre 1860 lernte ich nothgedrungen Analysen lesen, verstehen und seciren, von Erzen, Zuschlägen, Aschen und Schlacken.

In der Berg- und Hüttenmännischen Zeitung vom Jahre 1861 steht folgende Analyse einer crystallisirten Schlacke von Teichhütte zu Gitelde am Harz. Kalkige und kieselige Erze, Braun- und Spatheisenstein von Echte wurden mit 37 pCt. Ausbringen bei kaltem Winde mit Holzkohle verschmolzen. Weisses, mitunter Spiegeleisen, wurde produzirt. Die dort verhütteten Erze sind nachgewiesener Maassen nicht frei von Phosphor, und doch war und ist das dort produzirte Roheisen und Spiegeleisen recht gut und zeigt das daraus hergestellte Stabeisen keinen Kaltbruch. Das Eisen muss also arm an Phospor sein.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Kieselsäure | 44,65 | Sauerstoff 23,62 | |
| Thonerde | 17,00 | | 7,96 |
| Kalkerde | 20,97 | | 5,98 |
| Magnesia | 6,96 | | 2,79 |
| Eisenoxydul | 6,40 | | 1,42 |
| Manganoxydul | 2,34 | | 0,51 |
| Schwefel | 0,14 | | — |
| Kali und Natron | 0,12 | | — |
| | 100,00 | 23,62 : | 18,66 |

Sauerstoffverhältniss 100 : 79.

Diese Schlacke steht zwischen Bi- und Singulo-Silicat, ist also sehr basisch für Holzkohlen-Betrieb. Die Magnesia wirkt dabei zwar nur im Verhältniss von 2,79 : 18,66 oder wie 1 : 7, aber deren Einfluss (auf die Qualität) hätte neben dem hohen Thonerdegehalt beachtet werden müssen, was nicht geschah.

In derselben Zeitschrift von 1858 wird eine Schlacke von Henrichshütte bei Hattingen, mitgetheilt von Hrn. R. Peters, hervorgehoben. Es galt hier mit sehr schwefelhaltigen Koaks ein graues Roheisen mit Dornaper blauem Eifelkalkstein zu erblasen. Die Schlacke war zusammengesetzt aus:

| | | | |
|---|---|---|---|
| Kieselsäure | 32,30 | Sauerstoff 17,23 | |
| Thonerde | 16,18 | | 7,57 |
| Kalkerde | 40,51 | | 11,56 |
| Magnesia | 2,61 | | 1,42 |
| Eisenoxydul | 0,23 | | 0,12 |
| Manganoxydul | 0,66 | | 0,13 |
| Schwefelcalcium | 5,33 | | — |
| Kali (u. Natron?) | 1,34 | | 0,14 |
| | 99,20 | 17,23 : | 20,96 |

Sauerstoffverhältniss 100 : 121.

Diese Schlacke ist viel basischer wie ein Singulosilikat; die Magnesia ist aber in ihr nur vertreten mit 1,42 : 20,96 oder 1 : 15, und es wurde auf dieselbe von dem Herrn Verfasser weniger, dagegen auf den hohen Kalkzuschlag zur Entfernung des Schwefels mehr Werth gelegt. Der Gehalt an Phosphorsäure wurde unbeachtet gelassen, obgleich ich mich bei später in diesem Revier entfallenden Schlacken von deren Vorhandensein in geringer Menge durch Analyse überzeugte.

Gleich nach der erst ausgeführten Phosphorsäure-Bestimmung, am 27. Februar 1860, konnte ich — damals auf der Niederrheinischen Hütte bei Duisburg thätig — gestützt auf Analysen den Vorschlag machen, als Zuschlag zur Entfernung des Phosphors statt Kalkstein fernerhin nur Dolomit zu be-

welche gahrenden Zuschläge, allein in seiner eigenen Schlacke, gepuddelt wurde, enthielt nur noch 0,2 pCt. Phosphor und zwar lediglich als phosphorsaures Eisenoxyd in der im Stabeisen mechanisch eingeschlossenen Schlacke. Gewöhnliches Roheisen von Ars konnte selbst bei sehr stark gahrenden Zuschlägen nur bis auf 0,35 pCt. Phosphorgehalt im Stabeisen herabgemindert werden, meist blieben 0,4 bis 0,5 Phosphor zurück. Im Allgemeinen ist auf den Lothringer-Luxemburger Werken letzteres der Fall.

Digitized by Google

nutzen. Im Jahre 1854 wurden auf jener Hütte ausser Magnet- auch Brauneisensteine verschmolzen und ein angezeichnetes, sehr festes Roheisen erblasen, welches ganz vorzügliches Stabeisen ohne Rothbruch und ohne Kaltbruch lieferte. Die Magneteisensteine enthielten, wie ich später constatirte, sehr viel Titansäure, welche früher als Kieselsäure analysirt worden war. Die Brauneisensteine kamen auf dem Dolomit vor und enthielten Magnesia. Der Kaligehalt der Koaks war nicht geringe und es trat in der vorhin erwähnten kurzen Zeit von vier Wochen zufällig Wasser resp. Wasserdampf aus einer undichten Form ins Gestell. Alle Bedingungen waren somit zufällig zusammen getroffen, um den Phosphor aus der Beschickung zu entfernen und in die Schlacke überzuführen.

Mit der Auswechselung der undichten Form hörte auch das Eisen auf ausgezeichnet zu bleiben. Die Magneteisenerze wurden den zunehmenden Kieselsäuregehaltes wegen nicht mehr gefördert. Statt der Brauneisensteine vom Dolomit wurden solche gefördert, die auf dem Kalk lagerten, allerdings viel billiger waren, aber keine Magnesia sondern Kalk enthielten und sogar stellenweise Phosphorite einschlossen. Letztere wurden durch vergleichende wiederholte Analysen erkannt, und es wurden auf meine Veranlassung wieder die alten Förderpunkte auf dem Dolomit im Jahre 1862 eröffnet. Das producirte Roheisen besserte sich zeitdem zwar auffallend, aber trotzdem wurde meinem damaligen wiederholten Antrage nicht willfahrt, Dolomit statt Kalkstein zuzuschlagen. Es hiess immer, die Schlacke würde zu strengflüssig und der Phosphor würde doch nicht ausgeschieden, — es sei unmöglich —, denn so stehe es ja in allen Lehrbüchern und mein Patentgesuch von 1863 sei mir ja auch abgelehnt. Die derzeitigen Anschauungen leben auch bis heute noch als Tradition nicht nur auf der Niederrheinischen Hütte, sondern auch anderwärts. Und trotzdem ist's möglich, wie ich Ihnen gleich nachweisen werde.

Inzwischen empfing ich auf meine im Februar und April 1868 an das Schwedische Jern Kontor wegen Vorkommen von Titaneisen gerichtete Anfrage durch den metallurgischen Director Hrn. Andreas Grill ausser einer Adresse in Egersand folgende Analysen von schwedischen Magneteiseneteinen:

| | | |
|---|---|---|
| Kieselsäure | 33,4 | 26,78 |
| Thonerde | 5,0 | 0,71 |
| Kalkerde | — | 0,78 |
| Magnesia | 13,0 | 11,77 |
| Manganoxydul | 4,6 | 10,02 |
| Eisenoxydoxydul | 39,3 | 45,03 |
| Schwefel | — | 0,13 |
| Titansäure | 4,3 | 4,29. |

Der hohe Titansäure- und Magnesia-Gehalt sind hier charakteristisch. Erz- und Schlackenproben, die zu senden mir versprochen waren, sind leider ausgeblieben oder unterwegs verloren gegangen. Meine Arbeiten musste ich durch eigenes Kranksein und in Folge einer Reihe Todesfälle in meiner Familie viele Jahre ruhen lassen. Erst 1872 resp. 1876 konnte ich wieder meine Studien und Versuche theoretisch und dann in der Praxis fortsetzen.

Seitdem wurde das Anfsuchen und Verarbeiten von Dolomit systematisch begonnen, in Rheinland, Westfalen, Nassau und Lothringen. Von 22 Fundstellen wurden Stufen entnommen und Analysen derselben beschafft; in der Literatur wurden alle deutschen Dolomit-Analysen hervorgesucht.

Für Ihr Siegenerland haben zunächst die Dolomite von Grevenbrück-Finnentrop, dann diejenigen von Alhshausen bei Wetzlar als nächste Bezugsorte ein Interesse.

Die Grevenbrücker Dolomite sind dem äusseren Ansehen und einer qualitativen Analyse nach fast ganz rein; ihr Vorkommen ist ebenso mächtig, wie dasjenige der Kalksteine daselbst und für jeden Bedarf ausreichend. Bis jetzt wurde nicht eine einzige Waggonladung Dolomit für hüttenmännischen Verbrauch von dort versandt, auch wurde derselbe sonst nicht verwerthet, ja! war als solcher nicht einmal genau bekannt, sondern wurde als Sandstein bezeichnet.*)

Proben von dort lege ich Ihnen, m. H., hiermit vor. Der Preis wurde mir von den Bruchbesitzern wie für gewöhnlichen Kalkstein mit 12 ℳ pro 200 Ctr., frei Waggon Station Grevenbrück, aufgegeben, sowohl von Hrn. Verwalter Dickerhof in Bamenohl, wie von Hrn. Gustav Lehrkind i. d. Haspe.

Es bedarf wohl nur der Andeutung, dass chemisch reiner Dolomit (Bitterspath) aus 54,35 pCt. kohlensaurem Kalk und 45,65 pCt. kohlensaurer Magnesia besteht; aber ganz besonders ist hervorzuheben, dass, da die Kalkerde 40 zum Aequivalent hat, während dasselbe für Magnesia nur 24 beträgt, das Sättigungsvermögen gegenüber der Kieselsäure in diesem Verhältnis grösser ist. Da mir gegen die in den Lehrbüchern der Chemie und Hüttenkunde stehenden Angaben: „Kieselsäure treibt in der Hitze alle Phosphorsäure aus den Phosphaten der Alkalien, alkalischen Erden und Metalloxyden aus", theoretische Bedenken aufgestiegen waren, und da ich doch Phosphor aus dem Roheisen in die gahren (Singuloeilikat-)Hohofenschlacken übergeführt hatte, so machte ich, um meiner Sache sicher zu sein, im Porzellanofen und im Seefströmofen — immer im Reductionsfeuer — eine grössere Reihe hierauf bezüglicher Schmelzversuche.

Leicht und auch schwer schmelzende Kieselsäure, gemengt mit phosphorsaurem Kali, -Natron, -Eisenoxyd, -Eisenoxydul, -Manganoxyd, -Kalk, -Titanoxyd und -Baryt, ferner mit phosphorsaurer Thonerde und phosphorsaurer Magnesia, wurden in entsprechenden Tiegeln event. bis zu den höchst erreichbaren Temperaturen erhitzt.

Aus den Phosphaten von Kali und Natron wurde die Phosphorsäure sofort durch Kieselsäure ausgetrieben, entgegen der oben citirten Anmerkung von Hrn. Professor Dürre. Phosphorsaures Manganoxydul wurde nur um weniges schwieriger zerlegt. Aus den Kalk- und Eisenverbindungen wurde die Phosphorsäure rasch und vollständig durch äquivalente Mengen von Kieselerde ausgetrieben. Aus dem phosphorsauren Titanoxyde konnte die Phosphorsäure kaum zur Hälfte ausgetrieben werden, da eine vollkommene Schmelzung selbst bei stundenlangem Blasen im Seefström nicht zu erreichen war. Der benutzte Kaolintiegel erweichte, aber schmolz nicht. Bei phosphorsaurer Thonerde begann erst bei 3 Atomen Kieselsäure auf 2 Atome Thonerde eine äusserliche Sinterung des Gemenges in der höchsten Weissgluth und hiermit ein Angriff auf die Phosphorsäure desselben; gleiches geschah bei phosphorsaurem Baryt.

Bei phosphorsaurer Magnesia trat die Erscheinung noch

*) Die Dolomite von Grevenbrück (Borghausen) enthalten nach inzwischen ausgeführten Analysen:

| | gelber | grauer |
|---|---|---|
| Kieselsäure . . . . . | 0,32 pCt. | 1,22 pCt. |
| Thonerde } Eisenoxyd } . . . . . | 1,00 „ | 0,68 „ |
| Kohlensaurer Kalk . . . | 53,32 „ | 52,82 „ |
| Kohlensaure Magnesia . . | 45,10 „ | 45,25 „ |
| Wasser und org. Substanz | 0,04 „ | 0,02 „ |

Digitized by Google

mehr hervor, dass die Kieselsäure nur äusserst langsam einwirkte und zwar nur in dem Maasse, wie allmählich die Bestandtheile der Tiegelwände mit in die Schmelzmasse eintraten, überhaupt eine anderweitige Schlackenbildung stattfand, und selbst dann löste sich noch phosphorsaure Magnesia unverändert einfach nur in der entsandenen Schlackenmasse.

Die Verbindungs- und Schmelztemperatur von Magnesia und Kieselsäure muss wohl sehr hoch liegen, weit über der im Seefsströmofen herrschenden Temperatur, wohl erst in der des Knallgasgebläses. Die Schwerschmelzbarkeit des Asbestes und des Glimmers, sowie des Talkes und des Speckateines führten mich schon früher auf die Richtigkeit der vorstehenden Argumentation, eingedenk der Regel: corpora non agunt nisi soluta, also ohne Schmelzung keine Einwirkung.

Es hiesse Eulen nach Athen tragen, wollte ich meine Herren Collegen im Hüttenfach an die Feuerbeständigkeit der bei der Phosphorsäurebestimmung entstehenden pyrophosphorsauren Magnesia erinnern. In deren Verhalten lag für mich vom Jahre 1860 an und liegt ja noch jetzt der einzuschlagende Weg so einfach und klar vorgezeichnet.

Nun konnte ich sagen:

„Ist in einer Hohofen-Beschickung neben anderen Basen so viel Magnesia enthalten, dass davon ein Ueberschuss über den Sättigungspunkt der in der Beschickung vorhandenen Kieselsäure bleibt, und wird durch gleichzeitige Einwirkung von Cyanammon der in den Materialien resp. dem Eisen enthaltene Phosphor in eine gasförmige Verbindung übergeführt: so vereinigt sich diese mit der überschüssigen Magnesia und wird daraus nicht wieder ausgetrieben, sondern bleibt in der Schlacke und wird mit dieser aus dem Hohofen entfernt."

Um jene Schmelzversuche ausführen zu können, musste ich mir Ziegel und Tiegel aus demselben basischen Material herstellen. Es geschah dies schon im September vorigen Jahres mit Magnesit und Baryt, schon vor Jahren mit Dolomit. Zugleich lernte ich dabei, wie basisch eine Schlacke mit Kalk, Magnesia, Thonerde und Baryt gemacht werden kann, ohne zu schwer schmelzbar zu werden. Durch Zuschlag von Pottasche wird in allen Fällen die Schmelzbarkeit wesentlich gefördert.

Um meine Herren Collegen im Eisenhüttenfach auf die Einführung einer sehr stark basischen kalireichen Schlacke und auf den Vortheil sehr strengflüssiger Gestellwände von geeigneter Zusammensetzung zum Voraus vorzubereiten, publizirte ich in den Annalen für Gewerbe und Bauwesen No. 47 d. J. eine Abhandlung: „Ueber die Widerstandsfähigkeit des Zustellungsmaterials für Hohöfen."

In der Praxis wird es sich bald zeigen, dass eine Zustellung aus thonerdereichsten Ziegeln in einem Hohofen, in welchem dauernd mit einer stark magnesiahaltigen Schlacke geschmolzen werden soll, aushält. Es macht übrigens auch gar keine Mühe und nicht mehr Kosten, Magnesitziegel herzustellen, wie ich solche in Bonn zur Probe, sowohl mit Thon als mit Kryolith hergestellt resp. gemengt, anfertigte.

Unterm 20. Mai d. J. hatte ich mein Gesuch um Ertheilung eines Zusatzpatentes, auf Zuschlag von Dolomit, Magnesit, Bitterspath beim Hohofenbetriebe lautend, eingereicht. Bald nachher erschien in der Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure, No. 27, der Bericht über einen Vortrag von Hrn. Bischoff: „Ueber die schwedische Eisenindustrie." Es heisst in demselben Seite 239:

„Nachstehend einige Analysen von Danemora-Roheisen in der Reihenfolge nach den jetzigen Preisnotirungen in Sheffield, nebst Analysen von Hohofenschlacken in derselben Reihenfolge:

1) Roheisen (aus Jern Kontor's Annalen 1867).

| | Osterby | Wattholm (Lenna) | Strömsberg | Söderfors |
|---|---|---|---|---|
| Graphit . . . . | — | 0,42 | 2,15 | 3,48 pCt. |
| Chem. geb. Kohle | 4,92 | 4,25 | 2,46 | 1,20 „ |
| Silicium . . . . | 0,19 | 0,253 | 0,437 | 0,80 „ |
| Mangan . . . . | 0,894 | 0,98 | 0,660 | 0,64 „ |
| Schwefel . . . | 0,03 | 0,02 | 0,02 | 0,015 „ |
| Phosphor . . . | 0,01 | 0,01 | 0,011 | 0,015 „ |

Es ist zu bedauern, dass nicht auch die Analyse des Roheisens von Leufsta (Tobo) beibemerkt ist, um es mit der nachfolgend verzeichneten zugehörigen Schlacke vergleichen zu können.

2) Hohofenschlacken (aus Jern Kontor's Annalen 1860, 1867, 1869).

| | Leufsta (Tobo) | Gimo | Gysinge | Osterby | Watt-holm (Lenna) | Ströms-berg | Söderfors | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kieselerde | 41,20 | 44,0 | 47,75 | 46,00 | 47,10 | 45,08 | 50,10 | pCt. |
| Thonerde | 4,68 | 3,5 | 3,43 | 1,66 | 2,05 | 2,63 | 1,51 | „ |
| Eisenoxydul | 0,47 | 2,0 | 2,32 | 0,94 | 1,12 | 0,50 | 0,49 | „ |
| Mangan-oxydul | 2,28 | 5,4 | 6,38 | 5,32 | 5,53 | 3,26 | 2,92 | „ |
| Kalkerde | 28,79 | 34,0 | 23,72 | 24,34 | 22,45 | 26,63 | 27,30 | „ |
| Magnesia | 22,92 | 9,5 | 16,61 | 21,66 | 21,02 | 21,51 | 17,65 | „ |
| Sauerstoff-verhältniss | 100:90 | 71 | 66 | 71 | 69 | 74 | 61. | |

Im Dolomit entfallen auf 30,43 Kalkerde 21,74 Magnesia, was ich zur Vergleichung mit vorstehenden Analysen erwähne, weil in diesen Schlacken im Verhältniss sogar mehr Magnesia enthalten ist, wie im Dolomit.

In jenem Berichte heisst es dann weiter:

„Der geringe Schwefel- und Mangangehalt scheinen nach vorstehenden Analysen die Qualitätsbestimmungen nicht zu beeinflussen (?). Dagegen werden die Marken um so höher bezahlt, je geringer der Gehalt an Phosphor ist."

„Der Gehalt an Silicium nimmt mit dem Phosphorgehalte gleichzeitig zu, was durch die wenigen basische Beschaffenheit der Schlacken zu erklären ist. Es ist auffallend, wie die verschiedenen Marken genau in demselben Verhältniss höher im Preise stehen, als die Hohofenschlacke basischer ist. Die einzige Ausnahme macht nur Strömsberg, jedoch erklärt sich diese Ausnahme vollkommen dadurch, dass dieses Eisen zu verschiedenen Zeiten von veränderlicher Güte gewesen ist. In der That war dieses Eisen zur Zeit der Anfertigung dieser Analysen von ganz eminenter Güte."

Der Inhalt der vorstehend letzten Zeilen bestätigt ja nur das vorher von mir Gesagte. Die Schlacke von Strömsberg ist mit 74 Basen-Sauerstoff die basischste nächst der von Leufsta mit 90. Logisch richtig kann man den zweitletzten Satz dahin umkehren: Der Gehalt an Silicium nimmt mit dem Phosphorgehalte gleichzeitig ab, sofern die Schlacke eine basischere wird. Aber es muss dabei unbedingt in Betracht gezogen werden, dass in den mitgetheilten Schlacken-Analysen drei Bestandtheile fehlen:

1) Die Titansäure, welche in allen dort benutzten Erzen in grösserer oder geringerer Menge vorhanden ist. Nur sehr wenig geht davon als Titan, Titanstickstoff oder als eine Titandoppelverbindung in das Roheisen über. Auf dessen Wirkung beim Hohofenbetriebe habe ich mehrfach in meinen Berichten hingewiesen, besonders in meinem Haupt-Patent.



Digitized by Google

2) Kali- und Natron-Bestimmungen fehlen. Dieselben müssen in diesen Schlacken enthalten sein. Abgesehen von dem in jenen Erzen enthaltenden Feldspath — also Kali oder Natron einschliessenden Bestandtheilen — liefert die Asche der benutzten Holzkohle unzweifelhaft Kali. Dieses trägt zur Bildung von wirksamem Cyankalium bei, macht die Schlacken nicht allein basischer, sondern auch leichter schmelzbar und verhindert das Entstehen des sogenannten Kalkcelends, welches von den Hüttenleuten so sehr gefürchtet wird. Ich erinnere an Aeblichen in der Cementfabrikation, bei der ein Zuschlag von $^1/_2$ bis 1 pCt. Alkalien schon das Zerfallen der gebrannten Cementziegel verhindert.

3) Fehlt der Nachweis des Phosphors in den Schlacken, und zwar in den durch Magnesia am stärksten basisch gewordenen. In dem Maasse, wie das Eisen an Phosphor ärmer, also in der Qualität besser wird, muss die Schlacke an Phosphor reicher werden. Dass gleichzeitig Silicium im Eisen ab-, und in der Schlacke zunimmt, spricht nur für die Richtigkeit meiner Theorie.

Der vortragende Verfasser jenes Berichtes, Hr. Bischoff, und ebenso dersich an der Discussion betheiligende Hr. Schmidt haben wohl eine Ahnung über die Ursachen jener Erscheinungen; aber sie suchen sie noch in den reinen Erzen und in der Holzkohlenbenutzung als solchen. Die Wirkungen des Cyantitans, des Cyankaliums und der Magnesia sind den Herren unbekannt geblieben.

Nach den vorhin mitgetheilten Thatsachen wird es Ihnen, meine Herren, ebenso naturgemäss erscheinen, dass man hier im Siegenerlande ein ebenso phosphorfreies Roheisen erblasen können wird wie in Schweden, wenn man hier dieselben Bedingungen der Schlackenbildung walten lässt oder vielmehr herbeiführt, wie dort. Es ist sicher, dass der Phosphor aus dem Roheisen bei dessen Darstellung im Hohofen entfernt werden kann.

In den Siegener Eisenerzen ist nach der Analyse in Freseníus, Analyt. Chemie, mehr oder weniger Titansäure vorhanden. Es wird dort kaum ein Hohofen sein, in dessen Gestelle nicht auch die rothen Cyantitan- und Stickstofftitan-Krystalle zu finden wären. Titansäure ist erforderlichen Falls anderweitig her genügend und billig zu beschaffen, z. B. von Egersund.

Einige Siegener Hütten arbeiten noch mit Holzkohle, haben also Kali in der Beschickung. Für die Hohöfen mit Koakebetrieb lässt sich der Kalibedarf durch Zuschlag von Pottasche von vielen Fabriken her beziehen. Durch die Stassfurter Kalisalz-Lager ist es möglich geworden, 95 procentige und sogar 97 procentige Pottasche in jedem Quantum und zu sehr billigem Preise zu erhalten; erstere von Hrn. Vorster & Grüneberg in Kalk bei Deutz, letztere von der Chemischen Fabrik Buckau, Actien-Gesellschaft in Magdeburg.

Dolomit steht Ihnen zu gleichem Preise wie Kalkstein jederzeit zu Gebote, wie ich Ihnen, m. H., vorhin nachwies.

Wenn Sie, m. H., die beiden vorhin erwähnten Schlacken von Leufsta und Strömsberg, als die am stärksten basischen, mit einer um dieselbe Zeit (1863) zu Müsen geschmolzenen vergleichen, so wird Ihnen der Unterschied sofort klar werden, zumal wenn Sie daneben die beiden Sorten Roheisen von Strömsberg und Müsen aufgeführt sehen, die bei jenen beiden Schlacken entfielen: Der geringe Mangangehalt in den beiden schwedischen Schlacken gegenüber dem hohen Gehalte an Mangan in der Müsener, ferner der hohe Gehalt an Magnesia in den beiden ersten und der verhältnissmässig sehr geringe Magnesiagehalt in der letzteren Schlacke, trotzdem die Müsener Erze ausser dem Eisen- und Manganoxydul ganz überwiegend hohen Magnesiagehalt zeigen, wie sie aus deren Analysen ersehen.

| | Hohofenschlacken. | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Leufsta | | Strömsberg | | Müsen | |
| | Schlacke. | Sauerstoff. | Schlacke. | Sauerstoff. | Schlacke. | Sauerstoff. |
| Kieselerde | 41,20 | 21,97 | 45,10 | 24,06 | 39,32 | 20,97 |
| Thonerde | 4,48 | 2,09 | 2,65 | 1,24 | 7,39 | 3,46 |
| Eisenoxydul | 0,47 | 0,09 | 0,50 | 0,11 | 0,61 | 0,13 |
| Manganoxydul | 2,28 | 0,63 | 3,26 | 0,73 | 36,62 | 8,25 |
| Kalkerde | 28,79 | 8,22 | 26,63 | 7,61 | 6,39 | 1,80 |
| Magnesia | 22,02 | 8,81 | 21,31 | 8,61 | 7,34 | 2,89 |
| Schwefel-Calcium (?) | — | — | — | — | 2,47 | — |
| Sauerstoff-Verhältniss | 100 : 90 | | 100 : 75 | | 100 : 79. | |

| | Roheisen. | |
|---|---|---|
| | Strömsberg | Müsen |
| Graphit | 2,13 | 0,000 |
| Chem Kohlenstoff | 2,46 | 4,323 |
| Silicium | 0,437 | 0,897 |
| Mangan | 0,360 | 10,707 |
| Schwefel | 0,029 | 0,014 |
| Phosphor | 0,011 | 0,053. |

Einige der besseren Siegener Spatheisensteine haben folgende Zusammensetzung:

| Grube: | Stahlberg bei Müsen | Kirschbaum bei Eisern | Huth bei Wissen |
|---|---|---|---|
| Kohlensaures Eisenoxydul | 74,47 pCt. | 76,04 pCt. | 75,39 pCt. |
| Kohlensaures Manganoxydul | 17,08 „ | 13,50 „ | 18,20 „ |
| Kohlensaurer Kalk | 1,34 „ | 1,13 „ | 1,50 „ |
| Kohlensaure Magnesia | 5,73 „ | 7,87 „ | 5,08 „ |
| Rückstand, unlöslich in HCl | 1,08 „ | 0,95 „ | 0,18 „ |
| Metallisches Eisen | 41,70 „ | 42,58 „ | 42,21 „ |
| Metallisches Mangan | 8,16 „ | 6,46 „ | 8,70 „ . |

Unter den früher im Siegen'schen obwaltenden ungünstigen Transportverhältnissen konnte man nicht anders arbeiten, als wie vorstehende Schlacke dies anweist. Es fehlte damals auch die Erkenntniss und man war ängstlich bemüht, den Ruf der ausgezeichneten Qualität des Siegener Stahleisens nicht durch Abänderung des Betriebes in empirischer Weise zu beeinträchtigen. Heute ist es anders geworden. Vervollkommnete Transportmittel und allerseits verbesserte Betriebseinrichtungen machen es möglich, den erhöhten Anforderungen der Neuzeit gerecht zu werden.

Durch Benutzung meines Verfahrens wird es Ihnen möglich werden, nicht nur den Phosphor aus dem Roheisen und Spiegeleisen bei dessen Darstellung im Hohofen zu entfernen, sondern gleichzeitig auch mehr Mangan aus der Beschickung in dasselbe überzuführen. Die vorstehenden Analysen Ihrer besseren Spatheisensteine zeigen durch deren hohen Gehalt an Magnesia schon von Alters her den einzuschlagenden Weg.

Nicht Thonschiefer oder armes, an Kieselsäure reiches Erz muss den Zuschlag bilden, wie früher, sondern Dolomit für sich allein oder mit Kalkstein gehört zu Ihren Erzen. Fürchten Sie sich nicht vor dem wesenlosen Gespenst der zu grossen Strengschmelzbarkeit. Was auf den kleinen schwedischen Holzkohlen-Hohöfen möglich ist, Schlacken bis zu 22 pCt. Gehalt an Magnesia zu schmelzen, das muss und wird für Sie keine Schwierigkeit bilden, die auch nicht zu überwinden wäre. Pottasche hilft wesentlich beim Schmelzen.

Digitized by Google

Sie, m. H., wissen, dass eine Schlacke um so leichtflüssiger wird, wenn in ihr die Kieselsäure bis zu einem gewissen Grade abnimmt und je mannigfaltiger die Basen in ihr vertreten sind.

In unseren gewöhnlichen Oefen schmilzt Quarzkieselsäure nicht. Ich erinnere Sie an das Converterfutter aus Quarzgangster und an die sogenannten Dinasbricks. Wie schwer schmelzbar Thonerde für sich ist, kennen Sie auch aus den Schmelzversuchen von Deville, welcher solche im Knallgasgebläse zu Korund, Rubin und Smaragd verschmilzt. Ferner erinnere ich Sie an die Unschmelzbarkeit des Kalkes und der Magnesia, aus welchen die Schmelzgefässe hergestellt werden, in denen man mit dem Gasgebläse das so sehr schwer schmelzbare Platin zum Flusse bringt. Jede dieser Substanzen widersteht den höchsten Temperaturen, auch je zwei derselben im Gemenge zeigen noch grosse relative Feuerbeständigkeit, wenn eine derselben überwiegt. Mehrere zusammen und besonders mit Alkalien gemischt liefern mehr oder weniger leichtschmelzende Gläser und Glasuren. Was sind aber die Hohofenschlacken anders als Gläser? In den Steingut- und Porzellanfabriken kann man in dieser Beziehung viel lernen.

Es geht mit den Schlacken, wie mit den Metall-Legirungen. Je mannigfaltiger die Compositionen sind, um so leichter schmelzbar werden sie. Bronze, Messing und gar Rose's oder Wood's Metall zeigen dies Verhalten in hohem Grade.

Einige Analysen neuerer Schlacken von Spiegeleisen bei Koaksbetrieb von der Kreuzthaler Hütte (Köln-Müsen) wurden mir soeben durch deren Director, Hrn. Dressler, freundlichst zur Verfügung gestellt und theile ich dieselben noch mit.

Aus diesen Analysen ist beim Vergleiche die erfreuliche Thatsache zu ersehen, wie sehr der Mangangehalt in diesen Schlacken gegen den in der vorstehend mitgetheilten Schlacke vom Holzkohlenbetriebe abgenommen hat. Das Manganoxydul wurde durch andere Basen, namentlich Kalkerde, ersetzt. Dolomit ist, wie ich soeben erfahre, in den letzten Tagen von Grevenbrück, gerade zu diesem Zwecke aus eigener Initiative durch Hrn. Director Dressler versuchsweise bezogen und ohne die geringste Störung mit verschmolzen worden. Die betreffenden Schlacken- und Roheisen-Analysen sind begonnen.

Spiegeleisen-Schlacken von Kreuzthaler Hütte.

| | Mai 1871 | Juli 1875 | Mai 1876 |
|---|---|---|---|
| $SiO_2$ | 34,33 | 31,69 | 30,79 |
| $Al_2O_3$ | 8,60 | 6,86 | 7,36 |
| CaO | 40,65 | 36,41 | 40,32 |
| MgO | 5,71 | 5,80 | 4,98 |
| MnO | 6,18 | 14,13 | 11,43 |
| $Ca_f$ | 2,36 | 2,36 | 1,54 |
| S | 2,37 | 1,82 | 1,23 |
| FeO | — | — | 0,41 |
| Alkalien u. Verlust | — | — | 1,92 |
| | 100,22 | 98,30 | 100,66. |

In Wedding-Percy's Eisenhüttenkunde steht Bd. III. S. 461, in den „Schlussfolgerungen" über den Bessemerprocess:

„Der Mangel an genügenden Mengen phosphorfreier Erze verhindert die Ausdehnung des Bessemerprocesses über bestimmte Grenzen. Diese Grenzen bleiben bestehen, so lange es nicht gelingt,

I. entweder aus phosphorhaltigen Erzen ein phosphorfreies Roheisen zu erzeugen, oder

II. ein phosphorhaltiges Roheisen vor der Anwendung zu entphosphoren, oder endlich

III. den Phosphor beim Bessemerprocesse selbst abzuscheiden.

Nach unseren gegenwärtigen chemischen Kenntnissen hat vorläufig keiner der drei Wege Aussicht auf Erfolg."

Band III erschien 1874/75. Mein Vorschlag datirt von 1863.

Meine Herren! Sie Alle kennen die Bemühungen, welche auf dem Krupp'schen Etablissement seit einigen Jahren auf specielle Veranlassung von Hrn. Geheimen Bergrath Dr. H. Wedding gemacht wurden, um auf dem Wege des Puddelprocesses, aber in getrennten Oefen, erst den Phosphor mit dem Silicium in einem Ofen und dann den Kohlenstoff in einem zweiten Ofen aus dem Roheisen zu entfernen und so schmiedbares Flusseisen resp. Siemensstahl herzustellen. Nach den neuesten Publikationen im Engineering vom 17. d. M. ist es gelungen, den Phosphor z. B. von 0,74 pCt. auf 0,106 pCt. und von 2,92 pCt. auf 0,90 bis 0,65 pCt. zu vermindern.

Dies ist der bisherige Erfolg des unter II. oben vorgeschlagenen Weges. Der Kohlenstoff verminderte sich hierbei meist um eine Kleinigkeit; das Silicium verschwand von 0,39 pCt. bis auf 0,021 pCt., zum Theil sogar bis zu Spuren. Aus eigener Anschauung habe ich mich im Mai d. J. in Middlesborough überzeugt, welche riesige Anstrengung dort in wissenschaftlicher und technischer Beziehung gemacht war und welche ungeheueren pekuniären Mittel dort zur Verfügung gestellt waren, um aus phosphorreichem, aber billigen Cleveland-Roheisen ein brauchbares Flusseisen oder Bessemerstahl herzustellen. Die damals erlangten Resultate liessen durch die bekannt gewordenen Analysen noch Zweifel an der Durchführbarkeit des Thomas-Gilchrist'schen Verfahrens aufkommen. Die neuerdings von den deutschen Werken, welche das Patent erwarben, publizirten Resultate erscheinen schon viel günstiger. Aus Roheisen mit 2 pCt. Phosphorgehalt soll in nur einem Converter mit Dolomitfutter Stahl und Flusseisen mit nur 0,04, resp. 0,07 pCt. Phosphor erblasen worden sein.

Somit ist auch der oben mit III. bezeichnete Weg jetzt gebahnt und in der Praxis durchgeführt.

Es bleibt also nur der mit I. bezeichnete Weg noch übrig, aus phosphorhaltigen Erzen ein phosphorfreies Roheisen zu erzeugen. Er ist jedenfalls der billigste und erfordert keine neuen kostspieligen Einrichtungen. Dass dieses möglich ist, habe ich Ihnen vorhin schon mitgetheilt, es gelang mir, von 1,5 pCt. Phosphor 0,4 pCt. in die Hohofenschlacke überzuführen, obgleich nur wenig Magnesia in derselben war. Hätte man damals in Ara meinen Bitten Gehör geschenkt und die von mir dort in der Nähe nachgewiesenen Dolomite als Zuschlag statt des gewöhnlich aufgegebenen Kalksteines benutzt, so würde das Resultat ein ungleich günstigeres geworden sein. Hier im Siegen'schen beträgt der Phosphorgehalt des producirten Spiegeleisens und Roheisens meist weniger wie 0,1 pCt., oft nur 0,05 pCt. und steigt selten auf 0,7 pCt.

Sie, m. H., werden mit mir einverstanden sein, dass es nach dem vorhin Gesagten viel, viel leichter sein muss, in eine gleich grosse Schlackenmenge, die obendrein durch Magnesia stark basisch gevonden ist, diese geringe Quantität Phosphor überzuführen. Es muss so ein ganz oder fast ganz phosphorfreies Spiegeleisen und Roheisen erblasen werden können, nachdem es sich, wie vorhin erwähnt, als möglich erwiesen hat, aus einem weissen Roheisen mit 1,5 pCt. Phosphor-Gehalt von diesem 0,4 pCt. in eine Hohofenschlacke zu treiben, welche nur durch Kalkerde zu einem Singulosilikat gemacht war.

Der Eine oder Andere von Ihnen, m. H., wird sich durch diese Mittheilungen hoffentlich veranlasst sehen, schon in den



Digitized by Google

nächsten Tagen umfassendere Versuche im eigenen Interesse zu beginnen. Es gilt auf den meisten Hütten mit jetzt schon guter Qualität fernerhin ein fast phosphorfreies, dem besten schwedischen gleiches, ausgezeichnetes Roheisen und hochmanganhaltiges Spiegeleisen oder weisstrahliges Roheisen darzustellen, wie der Versuch auf Kreuzthaler Hütte schon begonnen ist.

Solches Roheisen oder Ferro-Mangan wird immer zu guten Preisen Absatz finden für besten Edelstahl, für prima Bessemerstahl, als auch vorzugsweise nach wie vor in Puddel- und Walzwerken. Für Draht und Feinbleche, besonders für Dampfkesselbleche und Siederohre, ist Puddeleisen unentbehrlich; es wird sobald noch nicht durch Bessemerstahl und Flusseisen vom Markte verdrängt werden. Hieraus dargestellte Bleche sind ihrer krystallinischen Textur wegen, die sich immer und immer wieder geltend macht, absolut für Dampfkessel unbrauchbar, welche dauerhaft sein und bleiben sollen.

Dann gehen die in den Puddel- und Walzwerken, die in den siegenschen, nassauischen, rheinisch-westfälischen, Harzer, schlesischen und süddeutschen Hütten nebst zugehörigen Eisenerzgruben angelegten Kapitalien den Besitzern nicht verloren und die dadurch beschäftigten Beamten und Arbeiter werden nicht brodlos.

Gut, viel und billig Roheisen zu produciren war von jeher die Aufgabe der Siegener Hüttenleute. Gut war von jeher die erste Bedingung des Betriebes. Gut wird oben bleiben.

# Die Heizversuchsstation in München.

Von Professor Dr. **E. Voit** in München.

(Vorgetragen in der General-Versammlung des Bayerischen Bezirksvereines, am 7. December 1879.)

Hochgeehrte Versammlung! Nachdem Sie heute die Einrichtungen der Heizversuchsstation kennen gelernt, und wenigstens die meisten von Ihnen aus mehreren Vorträgen und Berichten [1]) über die bis jetzt an der genannten Anstalt ausgeführten Arbeiten unterrichtet sind, scheint es überflüssig, nochmals ein Wort über die in unserer Heizversuchsstation angestellten Beobachtungen zu verlieren. Ich glaube jedoch trotzdem, dass die Beantwortung einiger Fragen wesentlich zur Klärung über das Ziel unserer Bestrebungen und über die praktische Bedeutung von richtig angestellten Heizversuchen dienen kann, und erlaube mir deshalb diese Fragen zu präcisiren und sodann dieselben in möglichster Kürze zu beantworten.

Lassen Sie mich erläutern:

1) wodurch unterscheiden sich die Heizversuche an der Münchener Station von den sonst angestellten?
2) was ist der Grund für die in München zur Ausführung gebrachte Versuchsmethode?
3) welche für die Praxis werthvollen Resultate sind durch die bisherigen Untersuchungen gewonnen? und
4) welchen praktischen Nutzen streben die weiteren Beobachtungen an?

Bei den bekannten Heizwerthbestimmungen, wie sie Johnson [2]), de la Beche und Playfair [3]), Brix [4]), Hartig [5]) Sauerwein [6]), Janssen [7]), Jeschke [8]) und Andere ausführten, wird die von einem gewogenen Brennmaterial in einer bestimmten Heizmlage verdampfte Wassermenge ermittelt und hieraus berechnet, wie viele Kilogramm Wasser durch ein Kilogramm Brennmaterial in dem zur Verwendung kommenden Kessel verdampft werden können. Dagegen ist, wie Sie heute gesehen, in dem Münchener Versuchsapparate dafür Sorge getragen, auch die totale von dem Brennmaterial entwickelte Wärmemenge zu bestimmen, wobei die in den Heerd und an beide Kessel abgegebenen, sowie die in den Rostdurchfall und in das Kamin entweichenden Wärmemengen getrennt erhalten werden; und ferner ist es ermöglicht, Aenderungen in den Verbrennungsbedingungen, insbesondere durch Modificationen der Heerd-Anlage, vorzunehmen. Wir sind somit im Stande zu berechnen, wie gross die totale von 1 Kilogramm Brennmaterial entwickelte Wärmemenge ist, wie dieselbe bei den vorgenommenen Aenderungen der Verbrennungsbedingungen sich vertheilt, und wie die Verbrennung geleitet werden muss, um durch ein Kilogramm Brennmaterial die grösste Menge Wasser zum Verdampfen zu bringen.

Würde die Aufgabe von Heizversuchen nur darin bestehen, den theoretischen Heizwerth, d. h. die totale von einem Brennmaterial entwickelte Wärmemenge auszumitteln, so könnte dieselbe viel rascher und vollkommener durch eine calorimetrische Bestimmung im Kleinen gelöst werden; ja es wäre mit einer, für die meisten Fälle genügenden Genauigkeit die Berechnung des theoretischen Heizwerthes aus der chemischen Analyse des Brennmateriales ausführbar. Da jedoch bei den praktischen Verwendungen erhebliche Wärmeverluste nicht zu vermeiden sind, also die in einer Anlage nutzbar zu machende Wärme, der sogenannte praktische Heizwerth, sich von dem theoretischen bedeutend unterscheidet, so wird es für den Praktiker hauptsächlich von Interesse sein, diesen praktischen Heizwerth durch Versuche festgestellt zu erhalten.

Man war früher allgemein der Ansicht, ja nicht Wenige glauben noch heute, dass durch die schon erwähnten Verdampfungsversuche der praktische Heizwerth von Brennmaterialien mit einer für die Technik genügenden Genauigkeit gefunden werden könnte. Wenn man etwa in einer Kesselanlage mit $1^{kg}$ Westfälischer Fettkohle aus der Zeche Auna, Flötz 3 Norden, $8{,}440^{kg}$ Wasser, und mit $1^{kg}$ Westfälischer Gaskohle aus der Zeche Ewald $7{,}366^{kg}$ Wasser verdampfte [*]), so hielt man sich berechtigt, den praktischen, für die angewendete Heizanlage gültigen Heizwerth dieser Kohlen zu 8,45 resp. 7,37 anzugeben, und die ersatzenannte Kohle somit weit über die letztere zu stellen. Es lässt sich jedoch nicht unschwer nachweisen, dass die wechselnden Be-

[1]) Bayer. Indnstr. und Gewerbebl. 1878, S. 2, 54, 69. 108, 161, 213; 1879, S. 81, 117, 241 und 317.

[2]) Johnson, a report to the Navy departm. 1845.

[3]) De la Beche und Playfair. 1. Bericht, Mech. Mag. 1846. II. Bericht, Civil Eng. and Arch. Journ. 1849.

[4]) Brix, Untersuchungen üb. d. Heizkraft etc. 1853.

[5]) Hartig, Untersuchungen üb. d. Heizkraft etc. 1860.

[6]) Sauerwein, Mittheilungen d. Gew.-V. f. Hann. 1863.

[7]) Janssen, Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1863, anschliessend hieran: Vergleichende Untersuchungen etc. Marine Verord. Bl. 1876, S. 19; 1878, S. 26; 1879, S. 3.

[8]) Jeschke, Heizversuche in Prizbram liegen nur in Attesten vor.

[*]) Marine Verord. Bl. 1879, 3. Beilage.

Digitized by Google

dingungen der Heerdbeschickung, des Verbrennungsvorganges etc. von so hervorragendem Einflusse auf die gewonnenen Resultate sind, dass die gefundenen Zahlen eine Beweiskraft nicht in sich tragen. Zu diesem Nachweise will ich, um nicht weitläufig zu werden, nur den durch Beobachtung festgestellten Einfluss des Heizers hervorheben. Bei den Heizerconcurrenzen in Mülhausen hat derjenige Heizer, welcher im Jahre 1863*) als der beste anerkannt wurde, in einem ersten Probeversuche mit $1^{kg}$ Ronchamp-Kohle $7{,}37^{kg}$ Wasser verdampft, während er unmittelbar nachher in einer engeren Concurrenz mit der gleichen Kohle und unter sonst ganz gleichen Verhältnissen $8{,}48^{kg}$ Wasser verdampfte. Wird man auf Grund dieser mehrmals mit gleichem Resultate ausgeführten Untersuchungen nicht mit demselben Rechte, mit dem man die oben erwähnte Kohle der Zeche Anna weit höher, als die der Zeche Ewald stellte, beide als vollkommen gleichwerthig ansehen, und die erhaltenen Differenzen allein der ungleichen Aufmerksamkeit des Heizers zur Last legen dürfen? Noch zweifelhafter wird die Sicherheit der angegebenen Heizwerthe, wenn man beachtet, dass bei jedem Brennmaterial der Heerd in anderer Weise zu bedienen ist, dass also bei verschiedenen auf einander folgenden Proben es wohl keinem Heizer gelingen wird, die Brennmaterialien gleich gut zu verheizen. Ich glaube damit, ohne weitere wechselnde Einflüsse nachweisen zu müssen, den Ausspruch begründet zu haben, dass Unterschiede im praktischen Heizwerthe von 10 bis 15 pCt. durch Verdampfungsversuche nur bei häufiger Wiederholung constatirt werden können, und alle Schlüsse, die sich auf kleinere Differenzen gründen, einer sicheren Basis entbehren.

Mit dem eben ausgesprochenen Satze aber scheint es, dass ich allen Heizversuchen den Boden vollständig entziehe, wenn es nicht möglich sein sollte, die wechselnden Einflüsse durch eine besondere Anordnung des Versuchsapparates zu beseitigen. Dennoch ist dies nicht der Fall, weil man im Stande ist, den Effect jedes Einflusses zu messen und damit anzugeben, wie sich die Leistung hätte ergeben müssen, wenn die Verbrennung unter den günstigsten Umständen erfolgt wäre. Bedient z. B. ein Heizer während des Versuches den Heerd schlecht, indem er viel unverbranntes Brennmaterial durch den Rost wirft, oder die Verbrennung auf dem Roste ungünstig gestaltet, so müssen die Beobachtungen die Grösse der hierdurch entstandenen Verluste ungeben. Es kann dies auch durch Wägung und chemische Untersuchung des Rostdurchfalles, mit der gleichzeitigen Beobachtung der Rauchgase bei jeder einzelnen Untersuchung gefunden werden. Aehnlich muss die Bestimmung der Grösse aller übrigen Einflüsse ausgeführt werden, und ist dies möglich, wenn die einzelnen Verluste, wie bei unserer Versuchsanlage, getrennt zu bestimmen sind.

Dass ausserdem die totale von einem Brennmaterial abgegebene Wärmemenge bei jedem Heizversuche ausgemittelt werden kann, ist meines Wissens nur bei dem Münchener Apparate möglich, eine Einrichtung, deren Werth meistens ausserordentlich unterschätzt wird. Die Heizversuche sind mit so vielen Schwierigkeiten verbunden, dass ohne genaue Controlle selbst bei der grössten Aufmerksamkeit bedeutende Fehler vorkommen können. Diese Controlle wird nur in vollständigem Maasse dadurch erzielt, dass für jedes Brennmaterial selbst unter den verschiedensten Verbrennungsbedingungen in jedem einzelnen Versuche der gleiche theoretische Heizwerth gefunden werden muss. Wird dieser Werth bei einer Beobachtung nicht erreicht, so erkennt man hieraus, dass ein Fehler gemacht ist, und man wird dann in den meisten Fällen den Fehler zu verbessern im Stande sein. Selbst Scheurer-Kestner*), dessen Heizversuche wohl die besten der bisher ausgeführten sind, hat bei seinen Untersuchungen einen wechselnden Theil der totalen von den Brennmaterialien abgegebenen Wärme nicht bestimmt, und dabei angenommen, dass diese 21 — 28 pCt. des theoretischen Heizwerthes beträgt und durch Strahlung und Leitung des Versuchs-Apparates der Beobachtung sich entzogen habe. Kaum aber wird Scheurer-Kestner verbürgen können, dass in dieser Rubrik eine Reihe von anderen Verlusten, die vielleicht ganz beträchtliche Werthe haben, nicht mit eingerechnet sind.

Finden wir dagegen in dem Münchener Apparate, dass z. B. mit Penzberger Kohle, deren theoretischer Heizwerth auf anderem Wege zu 5225 Wärmeeinheiten gefunden wurde, bei den einzelnen Versuchen die totalen abgegebenen Wärmemengen zwischen 5123 und 5239 Wärmeeinheiten schwanken, so können wir versichert sein, dass die Summe aller bei dem Versuche gemachten Fehler 120 Wärmeeinheiten nicht übersteigt, und dass alle Schlüsse, welche aus grösseren Differenzen gefolgert sind, mit vollkommener Sicherheit gezogen werden können.

Durch das Vorausgehende glaube ich Ihnen gezeigt zu haben, welche Grundsätze bei der Construction des Münchener Versuchskessels massgebend waren, dass beabsichtigt wurde, für die verschiedensten Brennmaterialien die totalen oder theoretischen Heizwerthe zur Controlle über die Richtigkeit der gewonnenen Resultate zu bestimmen, zugleich aber die Maximalwerthe des bei den verschiedensten Heerden zu erreichenden praktischen Heizwerthes auszumitteln.

Lassen Sie uns nun betrachten, welchen Aufschluss die bis jetzt veröffentlichten Untersuchungen unserer Heizversuchsstation in der gedachten Richtung geben. Zu diesem Zwecke stelle ich eine **Tabelle I** zusammen, in welcher für einige Brennmaterialien die gefundenen theoretischen Heizwerthe, die ebenfalls ermittelten grössten praktischen Heizwerthe, die in Procenten gegebenen hierbei stattfindenden Verluste und endlich die für die günstigste Verbrennung gefundenen nothwendigen Luftmengen enthalten sind. Selbstverständlich werden mit dieser Tabelle die aus unseren Versuchen abzuleitenden praktisch verwerthbaren Resultate nicht erschöpft; nur für hervorragende, rasch überschbare Schlussfolgerungen sind in der Tabelle die Anhaltspunkte enthalten.

Um einer unrichtigen Verwerthung der Tabelle vorzubeugen, erwähne ich, dass die beiden Kessel mit einer schlecht leitenden Masse, und der Heerd mit einem Holzmantel umkleidet ist, dass der Heerd nur bei einer Versuchsreihe nicht direct unter dem Kessel sich befand, und immer mit Planrost versehen war, und dass endlich die angegebenen Zahlen des gebildeten Wasserdampfes auf vollkommen trockenen Dampf (was bei unserer Beobachtungsmethode selbstverständlich) sich beziehen. Für eine Anlage mit innerer Feuerung könnten die in der Tabelle angegebenen praktischen Heizwerthe mit Einschluss des Heerdes, für solche mit aussenliegender Feuerung die praktischen Heizwerthe ohne Heerd zum Vergleiche dienen.

Kaum werde ich beizufügen haben, dass die Zahlen der Tabelle noch nicht als endgültig feststehende angesehen werden dürfen, insbesondere weil für einzelne Brennmaterialien die Zahl der Beobachtungen ungenügend ist; dennoch erlaube ich mir eine praktische Verwerthung der gefundenen Zahlen anzudeuten.

*) Bull. de la soc. ind. d. Mulh. vol. 34, S. 206.

*) Scheurer-Kestner, Bull. de la soc. ind. d. Mulh. 1868, S. 744; 1869, S. 241; 1871, S. 191.

Digitized by Google

**Tabelle I.**

| Brennmaterial | Theoretischer Heizwerth. 1kg Brennmaterial entwickelt | | Praktischer Heizwerth. 1kg Brennmaterial entwickelt mit Einschluss des Heerdes | | ohne Heerd | | Wärmeverluste in Procent der theoretischen Heizwerthe durch Verbrennliches in der Asche | in den Rauchgasen | durch Wärme in den Rauchgasen | durch Strahlung und Leitung | Nöthige Luftmenge zur vollkommenen Verbrennung. Multiplum der theoretisch. Luftmenge. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Wärme-Einheiten | Kg Dampf | Wärme-Einheiten | Kg Dampf | Wärme-Einheiten | Kg Dampf | pCt. | pCt. | pCt. | pCt. | |
| Ruhrkohle: General Erbstollen . . | 8037 | 12,6 | 6089 | 9,5 | 5240 | 8,2 | 1,6 | 0,4 | 15,9 | 6,4 | 1,4 |
| Saarkohle: Grube König . . . . . | 6900 | 10,9 | 5292 | 8,3 | 4751 | 7,1 | 1,3 | 0,0 | 17,2 | 4,8 | 1,7 |
| Böhm. Kohle: Tremosna kurzfl. Heerd | 6062 | 9,5 | 3965 | 6,2 | 3270 | 5,1 | 3,0 | 1,1 | 22,3 | 8,2 | 1,8 |
| langfl. Heerd | — | — | 4437 | 7,0 | 2834 | 4,1 | 4,2 | 1,7 | 13,9 | 7,0 | 1,3 |
| Oberbayr. Kohle: Hausham . . . . | 5730 | 9,0 | 3661 | 5,7 | 3437 | 5,4 | 2,3 | 0,9 | 21,6 | 4,4 | 2,3 |
| Penzberg . . . . | 5164 | 8,1 | 3284 | 5,1 | 2820 | 4,4 | 11,1 | 0,8 | 20,3 | 4,0 | 2,3 |
| Miesbach . . . . | 4409 | 7,0 | 2676 | 4,2 | 2453 | 3,8 | 10,5 | 8,6* | 16,6 | 4,2 | 2,3 |
| Torf: Rosenheim . . . . . | 4115 | 6,4 | 2831 | 4,4 | 2158 | 3,4 | 0,0 | 3,1 | 25,0 | 3,1 | 2,0 |
| Ismaning . . . . . | 3419 | 5,3 | 2376 | 3,7 | 1802 | 2,8 | 0,0 | 1,7 | 23,4 | 5,4 | 2,0 |

* Man erkennt hieraus, dass die Miesbacher Kohle noch nicht unter den günstigsten Verhältnissen verbrannt wurde.

Die in der Tabelle enthaltenen praktischen Heizwerthe liefern eine Relation derjenigen Brennmaterialpreise, bei welchen mit gleichen Kosten gleiche Dampfmengen erzielt werden können*). es müssen also nach der Tabelle z. B. die Preise der untersuchten Ruhrkohle, General Erbstollen, und der Saarkohle, Grube König, sich wie 1,34 : 1 verhalten, wenn die Kohlen für den Besitzer eines Kessels mit Planrost gleichwerthig sein sollen.

Darf man aber die nur für eine bestimmte Kohlenlieferung aus einer Grube gefundenen Zahlen auch auf andere Lieferungen übertragen?

Ziemlich allgemein wenigstens besteht die Ansicht, die Heizwerth-Bestimmungen hätten deswegen keinen oder wenigstens nur einen geringen Werth, weil die von ein und derselben Grube gelieferten Kohlen so vollständig verschieden sind, dass man für jede Lieferung einen neuen Heizversuch machen müsste, was sicher zu bedeutende Arbeit und zu grosse Kosten veranlassen würde. So misslich steht jedoch die Sache nicht; die Kohlen ein und derselben Grube können zwar in der That sehr verschieden sein, insbesondere ist der Aschengehalt ein sehr wechselnder; trotzdem aber ist ihr Verhalten hinsichtlich der Ausnützung nur wenig veränderlich. Führen wir deshalb von irgend einer Kohlenlieferung die Elementaranalyse aus, so können wir daraus den theoretischen Heizwerth berechnen, und sodann mit Hilfe einer Verkokungsprobe, gestützt auf unsere vollkommenen Heizversuche mit Kohlen aus der gleichen Grube, den praktischen Heizwerth angeben, und zwar mit um so grösserer Sicherheit, je grössere Ausdehnung unsere Heizversuche gewonnen haben.

Fassen wir nun den praktischen Nutzen unserer bisher ausgeführten Beobachtungen zusammen, so besteht derselbe darin, dass wir für die untersuchten Brennmaterialien angeben können, wie dieselben verheizt werden müssen und wie also eine Neuanlage für dieselben herzustellen ist, um den höchsten Effect zu erzielen; sodann welches Brennmaterial an einem bestimmten Orte und für einen bestimmten Zweck das preiswürdigste ist, und ferner ob das in einem speziellen Falle angelieferte Brennmaterial den an dasselbe gestellten Forderungen entspricht. Gerade in der letzterwähnten Richtung kann unsere Versuchsstation die gleich guten Dienste leisten, wie etwa eine landwirthschaftliche Versuchsstation durch Düngeranersuchungen. Schon der moralische Zwang des Lieferanten ist nicht zu unterschätzen; dieser wird kaum dann, wenn ihm bekannt ist, dass die Lieferung einer Untersuchung unterworfen wird, mit Vorsatz geringe Waare senden, da ihm ja die Ausrede nicht gelingt, seine übrigen Consumenten seien alle zufrieden, es müsse die geringe Leistung an der Ungeschicklichkeit des Consumenten liegen; ausserdem aber wird der Consument auch gegen manche, von dem Lieferanten nicht gewünschte Zufälligkeiten geschützt werden können. Der Producent und Lieferant hat ebenfalls ein Interesse daran, dass seine Brennmaterialien der genannten Untersuchung unterzogen werden, da er durch dieselbe den wirklichen Werth seiner Waare kennen lernt, und in der That hat auch unsere Versuchsstation schon eine grössere Anzahl von Untersuchungen für Producenten, als für Consumenten zur Ausführung gebracht.

Wir werden in unserer Heizversuchsstation auch ferner noch fortfahren müssen, mit den verschiedenen, bei uns verwendeten Brennmaterialien und insbesondere mit verschiedenen Heerd-Anlagen Beobachtungen anzustellen, um die Angaben über den praktischen Heizwerth in grösserer Ausdehnung und mit immer grösserer Schärfe machen zu können; auch haben wir unsere Arbeiten schon weiter, als sie zur Veröffentlichung gekommen, ausgedehnt; wir haben in der letzten Woche den 124ten Versuch abgeführt und inzwischen Erfahrungen über die Kohlen von Peissenberg, St. Ingbert, Zwickau, Gelsenkirchen und die Saarkohlen aus den Gruben Heinitz und Reden gesammelt.

Unsere Untersuchungen gestatten aber endlich auch eine Beurtheilung der bestehenden Heizanlagen, und scheint mir

*) Die theoretischen Heizwerthe der Brennmaterialien ihrer Preisbestimmung zu Grunde zu legen, ist in sofern unrichtig, als es nicht möglich sein wird, für alle Brennmaterialien den gleichen Bruchtheil des theoretischen Heizwerthes nutzbar zu machen, so dass das Verhältniss der theoretischen und praktischen Heizwerthe nicht ganz übereinstimmend ist; aus dem gleichen Grunde werden auch für verschiedene Heerdanlagen die relativen Werthe der Brennmaterialien sich ändern können. Die Zahlen der Tabelle bestätigen diese Ansicht, da die Verhältnisse der theoretischen Heizwerthe andere als die der praktischen sind. Es sind diese für die theoretischen Heizwerthe: 2,38, 2,06, 1,79, 1,79, 1,71, 1,53, 1,42, 1,21 und 1,00; für die praktischen Heizwerthe: 2,57, 2,25, 1,68, 1,90, 1,54, 1,28, 1,14, 1,19 und 1,00.

Digitized by Google

gerade diese Verwerthung für den Praktiker vorerst das weittragendste Interesse zu bieten, weshalb ich auch hierauf etwas genauer einzugehen mir erlaube.

Hr. Dr. F. Fischer hat in einem Vortrage*) im Hannöverschen Bezirksvereine deutscher Ingenieure in folgender Weise sich ausgesprochen: „die jetzt in München angestellten Untersuchungen können keineswegs entsprechende Versuche an einem Dampfkessel, wie er im Fabrikbetriebe wirklich angewendet wird, überflüssig machen". Ich muss gestehen, dass ich den Sinn dieser Worte im Zusammenhange mit dem folgenden Satze: „sondern es ist vor wie nach wichtig, von den in Betracht kommenden Brennstoffen festzustellen, unter welchen Bedingungen zu erreichen sei, 1) eine möglichst vollständige Verbrennung, 2) eine möglichst vollständige Ausnützung der erzeugten Wärme zunächst für Dampfkessel" nicht vollkommen klar finde. Herr Fischer kann der Meinung sein, der Münchener Versuchsapparat unterscheide sich soweit von den im Fabrikbetriebe befindlichen Dampfkesseln, dass in denselben ganz andere Verbrennungsbedingungen als in jenen sich vorfinden. Dieser Ansicht muss ich jedoch entschieden widersprechen, und es dürfte in diesem Falle Hr. Fischer zuerst nachzuweisen haben, welche wesentlichen Unterschiede in der Verbrennung in unserem, gegenüber den im Fabrikbetriebe gebräuchlichen Kesseln wol auftreten; ich glaube auch, Hr. Director Krauss, dessen Kessel im Wesentlichen mit unserem Versuchskessel identisch sind, würde es nicht zugeben wollen, dass seine Kessel für den Fabrikbetrieb untauglich seien. Der in der gedachten Weise aufgefasste Ausspruch Fischer's ist geradezu umzukehren; denn es ist sicher, dass die von Hrn. Fischer zur Untersuchung vorgeschlagenen Einflüsse auf den Heizwerth, nämlich: „die Feuerungsanlage, der Rost, die Luftmenge, die Art der Beschickung, die Beschaffenheit der Brennstoffe, die Zuführung von Wasserdampf, die Zuggeschwindigkeit, die Beschaffenheit der Züge und der Einfluss von Russ" mit Erfolg nur an einem für diesen Zweck eigens construirten Apparate bestimmt werden können, weil an einem im Betriebe befindlichen Kessel die mancherlei für die Beobachtung nothwendigen Aenderungen nur schwer ausführbar, und die schon früher erwähnte so nothwendige Controlle der Versuche vollkommen unmöglich ist.

Wenn aber Hr. Dr. Fischer mit dem angeführten Satze sagen will, dass es, um die verschiedenen Anlagen der Praxis beurteilen zu können, nothwendig sei, an diesen selbst Untersuchungen anzustellen, so stimme ich damit vollständig überein; es ist dies eine Aufgabe, welche in den ersten Programmen unserer Heizversuchsstation in gleicher Weise ausgesprochen wurde; es heisst dort:**) „Während also zunächst die Wärme-Verwendung nicht ins Auge gefasst ist, während vorerst nicht untersucht werden soll die Art der Wärme-Abgabe z. B. an einer Dampfkessel-Anlage, so ist doch die Ausführung solcher Leistungsversuche im Anschlusse an die Experimente über die Wärme-Entwickelung als eine spätere Aufgabe in Aussicht genommen" und ferner:**) „Im Vorstehenden haben wir die Grenzen umschrieben, innerhalb welcher sich zunächst die Arbeiten der Heizversuchsstation München bewegen werden. Es bliebe dann noch der weitere Schritt, die an der Versuchsanlage gewonnenen Erfahrungen auch auf die praktischen Verhältnisse zu übertragen, und durch Untersuchung industrieller Feuerungsanlagen zu ermitteln, in welchem Grade dieselben den Bedingungen für eine ökonomische Verbrennung entsprechen, oder zu entscheiden, unter welchen Umständen ein rationeller Betrieb hergestellt werden kann."

Es liegt diesen Programmen offenbar die Ansicht zu Grunde, dass man sichere Aufschlüsse über die bestehenden Anlagen der Praxis nur dann gewinnen könne, wenn die mit eigens hierzu construirtem Apparate beobachteten praktischen Heizwerthe festgestellt sind, und dass man die Früchte, welche die mühsamen Heizversuche zu tragen versprechen, dann, wenn sie gereift sind, auch pflücken wolle, indem man die im Betriebe befindlichen Anlagen einer Prüfung zu unterwerfen gedenke, um nachzuweisen, ob in denselben der durch die Heizversuche gefundene Maximalheizwerth auch erreicht wird.

Wir haben in unserer Versuchsstation in der letzten Zeit solche Beobachtungen begonnen und zu diesem Zwecke vorerst zwei Wärmeverlaste an Kesselanlagen in den Bereich unserer Untersuchungen gezogen, nämlich:

1) den Wärmeverlust durch den Rostdurchfall,
2) den durch die Rauchgase.

Bei unseren Heizversuchen betrug der erste Verlust 1,3 bis 20,8, im Mittel 7,1 pCt. des totalen Heizwerthes, und der zweite 15,0 bis 43,7, im Mittel 24,5 pCt. Wenn auch die Verluste durch die Rauchgase im Allgemeinen weit überwiegen, so wird doch in einzelnen Fällen auch der Verlust durch den Rost beträchtlich, und ist es desshalb von Werth, auch diesen auszumitteln, um so mehr, als die hierbei anzustellenden Beobachtungen wenig Mühe verursachen. (Schluss folgt.)

*) Wochenschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1879, No. 31, S. 296.

*) Vorschläge zur Untersuchung von Brennmaterialien 1876.
**) Arbeitsprogramm für die Heizversuchsstation München 1878.

# Referate.

## Wasserversorgung und Canalisation.

**Frankfurter Quellwasserleitung.** Aus dem „Berichte über den Bau und Betrieb der städtischen Wasserwerke in Frankfurt a/M. für die Zeit vom 1. April 1878 bis 31. März 1879, erstattet von dem ausführenden Director C. Friedrich" ist zu entnehmen, dass die in mehr als einer Beziehung interessante und rühmenswerthe Frankfurter Quellwasserleitung während der abgelaufenen Verwaltungsperiode in ihrer weiteren Entwickelung fortgeschritten ist. Der Ausbau des Gegenbehälters in Sachsenhausen mit einem Inhalt von 6200$^{cbm}$ ist beendet, ein neuer Sammelbehälter für cn. 12700$^{cbm}$ ist in Aussicht und ein Theil desselben von 6800$^{cbm}$ Fassungsraum bereits in Bau genommen.

Der tägliche Wasserzufluss, welcher aus den beiden Quell-Sammelanlagen im Vogelsberge und im Spessart zusammen in 24 Stunden etwa 14000$^{cbm}$, d. h. bei etwa 120000 Einwohnern etwa 116$^{l}$ auf den Kopf und Tag beträgt, soll infolge des Hinzutritts von Bornheim zum Versorgungsgebiete durch Erschliessung und Zuführung neuer Quellen auf etwa 23000$^{cbm}$ pro 24 Stunden erhöht werden. Bei der Quellenergiebigkeit der Waldthäler des Spessart und der vorzüglichen Beschaffenheit dieses Wassers dürfte es keinen Schwierigkeiten unterliegen, eine genügende Anzahl neuer brauchbarer Quellen zu fassen und dem Hauptvereinigungspunkte der Zuflüsse, dem Aspenheiner Kopf bei Gelnhausen zuzuführen.

Die Druckleitung von hier nach Frankfurt, in etwa 45$^{km}$ Länge durchweg aus 0,533$^{m}$ weitem Rohr hergestellt, ist bekanntlich dadurch interessant geworden, dass ihre Leistungsfähigkeit in Wirklichkeit erheblich grösser gefunden worden ist, als die Rechnung aus der Formel $Q = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{2gh}{1+\xi+\lambda\frac{l}{d}}}$ ergiebt.

Digitized by Google

Während der Letzteren entsprechend 18744,4$^{cbm}$ in 24 Stdn. in max. in Frankfurt ausfliessen sollten, ist durch eine in der Nacht vom 26. auf den 27. Januar 1878 vorgenommene genaue Messung des Zulaufes constatirt worden, dass durch den bestehenden Röhrenstrang vom Aspenheiner Kopfe bis zur Auslaufkammer bei Bornheim eine Wassermenge von 25216$^{cbm}$ in 24 Stunden nach Frankfurt geleitet werden kann. Die bestehende Röhrenleitung wird daher auch für die geplante Erweiterung des Werkes auf 23000$^{cbm}$ pro Tag ausreichen.

Durch weitere genaue Messungen des Zulaufes von den Quellen, welche in der Nacht vom 30. April auf den 1. Mai 1878 und vom 5. auf den 6. März 1879 in dem Frankfurter Hochbehälter angestellt worden sind, ist eine Wassermenge von 19045,3 bezw. 19241,6$^{cbm}$ ermittelt, ohne dass hierbei die verfügbare Druckhöhe erreicht worden wäre.

Die Anzahl der aufgestellten 334 Stück Wassermesser ist im Verhältniss zur Anzahl der bestehenden 4802 Hauszuleitungen eine ausserordentlich geringe zu nennen. Die Erkenntniss der Wichtigkeit dieser Apparate als der geeignetsten Mittel, den Wasserverbrauch zu controliren und dadurch der Wasserverschwendung und dem Verluste mit Erfolg entgegenzuwirken, hat in neuerer Zeit erheblich Eingang gefunden und bereits zur obligatorischen Einführung des Wassermessers in verschiedenen Städten geführt. Möglich, dass in Frankfurt in dem dortigen Systeme der unmittelbaren Wasserabgabe an die einzelnen Miether eines Grundstückes ein Hinderniss besteht oder gesehen wird, den Zuflussrohrstrang für jedes Haus durch einen Wassermesser zu controliren. G. O.

## Hydraulische Motoren.

**Achsialturbine mit Luftsutritt zum Laufrade**, von J. C. Bernhard Lehmann in Erfurt. D. P. No. 7544. Im Anschluss an die Abhandlung „Ueber Turbinen, von J. C. Bernhard Lehmann“ in Band XXIII d. Z., und unter besonderem Hinweis auf die Fig. 20, S. 147, machen wir auf die neue Construction aufmerksam, welche die gute Wirkung der Girard-Turbine bei Ueberwassergang des Laufrades und die Eigenschaft der mit Rückschaufeln (Band II, S. 202 d. Z.) oder eingeschnürtem Kranzquerschnitt versehenen Actionsturbine (Druckturbine), beim Unterwassergang des Laufrades einen guten Wirkungsgrad zu behalten, vereinigen soll.

Das Laufrad ist von oben bis zu seiner halben Höhe mit einem nach unten geschlossenen Hohlringe umgeben, welcher durch einen am Leitrade festen Ring abgeschlossen ist, und einerseits durch einige Röhren mit der Atmosphäre, andererseits durch im Radkranze angebrachte Oeffnungen mit den Zellen des Laufrades communicirt.

Beim Ueberwassergang tritt durch die Röhren und den Hohlring Luft in die Laufzellen, um das Triebwasser nach Art der Girard-Turbinen wirken zu lassen; beim Tauchen des Laufrades im Unterwasser füllt sich der Hohlring mit Wasser, welches den Verschluss der Verbindungsöffnungen bewirkt, so dass das Triebwasser wie bei Turbinen mit Rückschaufelung oder Kranzeinschnürung arbeitet. R. W.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Circulation des Wassers in Dampfkesseln.** In den Patentschriften No. 6135, 7640 und 7800 (Albert Walz in Düsseldorf), sowie auch in No. 6873 (F. Demmin in Berlin) sind Einrichtungen beschrieben, durch welche eine circulirende Bewegung des Wassers in den Dampfkesseln erzeugt werden soll.

Wie wichtig für eine förderliche Dampfentwickelung eine derartige Bewegung des Kesselwassers ist, lehrt sowohl die Erfahrung als auch die Einsicht, dass, wenn ein Wassertheilchen durch zeitweise Berührung mit der Heizfläche Wärme aufgenommen und dadurch eine höhere Temperatur erlangt hat, es durch ein anderes kälteres Wasserelement ersetzt werden muss; ferner dass je lebhafter dieser Ersatz betrieben wird, um so grösser der Temperaturunterschied zwischen Wasser und Heizfläche zu Gunsten der Wärmezufuhr und Dampfentwickelung bleibt.

Diese zu einer circulirenden Strömung sich gestaltende Aufeinanderfolge der zur Wärmeaufnahme gelangenden Wassertheilchen — möge die Strömung eine partielle oder eine auf den ganzen Wasserraum sich erstreckende sein — ist auch geeignet, das Festsetzen von Kesselstein oder Ablagern von Schlamm an den Heizwänden zu verhindern, indem man solche Einrichtungen trifft, dass jene Stoffe, von der Strömung mit fortgerissen, an einer ruhigen, von dem Strome eben nur berührten Stelle des Wasserraumes (Schlammsack) sich ablagern, von wo sie durch periodisches Ausblasen oder Herausnehmen leicht entfernt werden können.

Zu diesen Unschädlichmachen des Hauptfeindes einer ökonomischen und explosionssicheren Dampferzeugung tritt hülfige der Bewegung des Kesselwassers noch ein anderer, die Betriebssicherheit erhöhender Umstand hinzu: die Verhinderung eines möglicher Weise zu einer Explosion Veranlassung gebenden Niederreißens.

Solche durch eine gehörige Wassercirculation erzielbaren Vortheile, als da sind: gesteigerte Dampfentwickelung unter Ersparung von Brennmaterial, grössere Dauerhaftigkeit der Kessel, erhöhte Zuverlässigkeit und Gefahrlosigkeit des Betriebes, erklären zur Genüge das lebhafte Interesse, welches die Constructeure von Dampferzeugern diesem Theile der anlage stets zugewendet haben. Die aus dünnem Eisenblech U-förmig gebogenen, ganz unter Wasser eingesetzten Dampfkesseleinlagen von Correns — Bd. X, S. 478 d. Z. —, und von Popper (Anti-Incrustator) — Bd. XIII, S. 423 und Bd. XV, S. 537 d. Z. — verdanken ihre Wirkung der auf- und niedersteigenden Bewegung des Kesselwassers, dessen Stickstoffe sich in dem als Schlammsammler dienenden tiefsten Raume der Becken ablagern. In den Popper'schen Einlagen sind noch zur Beruhigung des Wassers und Aufnahme des Schlammes vier bis fünf Drahtsiebe (16 Maschen pro Quadratcentimeter) auf einander geschichtet.

Die bekannten Field-Röhren lassen an Stärke der Wasserströmung nichts zu wünschen übrig, jedoch fehlen in der Regel bei den mit solchen Röhren versehenen Kesseln die zum Absetzen und leichten Herausbringen des Schlammes geeigneten wasserruhigen Räume.

Die relative Bewegung des Wassers entlang der Heizfläche kann mit denselben für die Wärmeübertragung günstigen Erfolge erzielt werden, durch eine mechanische Verschiebung der Heizwandung gegen das in absoluter Ruhe verharrende Kesselwasser. Einen derartigen Bewegungsmantausch hat man in den um eine horizontale Achse gedreht werdenden oder rotirenden Dampfkesseln. (Dingler's pol. Journ. Bd. 161, S. 235 und Bd. 168, S. 248; ferner Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins, Bd. V, S. 15 und 77 und Schweizerische pol. Zeitschrift 1865, Heft 6.)

Die kreisläufige Bewegung des Wassers in den Dampfkesseln wird durch dieselbe Ursache hervorgerufen wie die Circulation desselben in dem Rohrsysteme einer Wasserheizung, in welchem das Wasser etwas über dem tiefsten Punkte der Leitung, am Fusse des Steigerohres erwärmt und durch das gegen Abkühlung von Aussen geschützte Steigerohr bis zu einer gewissen Höhe geleitet wird, von welcher es durch das Fallrohr herabsinkt und nach Abgabe eines Theiles seiner Wärme durch die eingeschalteten Oefen an die Luft der zu heizenden Räume wieder von unten in den Wasserheizkessel eintritt, um, von Neuem erwärmt und ausgedehnt, den Kreislauf auf Grund des Uebergewichtes, welches das Fallrohrwasser über das leichtere Steigerohrwasser erlangt hat, fortzusetzen.

Auf demselben Principe beruht der Eingangs genannte Circulations-Dampfkessel von Albert Walz in Düsseldorf, D. P. No. 6135. Das Steigerohr *a*, Fig. 1 und 2, ist durch seine Lage und Umhüllung gegen Abkühlung geschützt; dagegen liegt das die Verbindung mit dem Fallrohr *c* herstellende Rücklaufrohr *b* frei. Jedoch findet die wirksame Temperaturverminderung in dieser Stromstrecke, wie wir zeigen werden, nur in geringem Maasse durch Abkühlung von Aussen, dagegen wesentlich durch das kalte Speisewasser statt, welches durch das Centralrohr *d* dem Kesselwasser entgegengeführt wird, behufs unmittelbarer Mischung und demnächstiger Flächenkühlung. Dieses Gemisch von Kessel- und Speisewasser strömt nunmehr durch das Fallrohr *c* an dem hinteren Ende des Kessels in das Kesselwasser

Digitized by Google

hinein, in demselben eine, wenn auch des grossen Querschnittes wegen immerhin schwache Rückströmung bis zu dem Vorderende des Kessels hin erzeugend. Von hier aus gelangt der Strom, den Kreislauf fortsetzend, durch einen Schlammsammler *e* hindurch in das Steigerohr.

Fig. 1.

Fig. 2

Da eine im Scheitel der Leitung sich bildende Luftblase die Circulation stören würde, so muss die Luft beim Anheizen des Kessels und auch während des Betriebes nach Bedarf durch Oeffnen des Lufthahnes *l* ausgelassen werden, was auch automatisch geschehen kann, beispielsweise durch einen mit einem Doppelsitzventile verbundenen Schwimmer, welcher in einem auf den Scheitel gesetzten, geschlossenen Gefässe spielt. Durch das vom niedrigsten Wasserstande im Kessel nach dem Steigerohr *a* hinführende Verbindungsrohr *f* tritt bei zu tiefem Sinken des Wassers Dampf in das aufsteigende Wasser, wodurch ein als Warnungszeichen hörbares Klopfen oder Schlagen verursacht wird. Der Patentschrift No. 7640 zufolge soll auch dieser einen Schwimmer eine Alarmpfeife in Gang gesetzt werden können.

Dieselbe Patentschrift bringt auch eine ganz und gar innerhalb des Kesselwasserraumes vor sich gehende Circulation. Sie wird hervorgerufen durch Aufsaugen des dampfreichen Wassers am Vorderende des Kessels vermittelst eines trichterförmigen Schirmes, welcher in ein das Wasser nach dem anderen Kesselende hinleitendes Rohr übergeht. Hier vereinigt sich dieses Rohr mit dem Speiserohr einer Dampfstrahlpumpe, und wird dann das Mischwasser derart weiter geführt, dass es dicht unterhalb des Wasserspiegels nach vorn gerichtet ausströmt. Der „Fangeschirm“ soll auch als „Schlammsauger“ dienen, indem der mitgerissene Schlamm sich in einem Becken ablagert, welches, in der Basis jenes Trichters liegend, nur einen ringförmigen Durchgang für das circulirende Wasser frei lässt. Durch ein von der Mitte des Beckens ausgehendes Rohr kann der Schlamm ausgeblasen werden.

Die Patentschrift No. 7800 hat zum Gegenstande: die Verwendung eines für die Wassercirculation in Dampfkesseln bestimmten Rohrsystems zu Zwecken einer Central-Wasserheizung, welche sich dadurch von den bisher bekannten Anordnungen als neu auszeichnet, dass deren Expansionsapparate durch den Dampfraum vertreten sind. Warum der Patentträger dieses sein System zwischen das offene, sogenannte Niederdrucksystem, und das geschlossene (System Perkins) oder Mittel- bezw. Hochdrucksystem (Heisswasserheizung) rangirt und nicht dem letzteren ohne Weiteres zuzählt, ist uns nicht klar geworden. Der Beachtung ganz besonders werth ist noch der Umstand, dass der Kessel der Walz'schen Wasserheizung auch noch durch Lieferung von Dampf gleichzeitig anderen Zwecken dienen kann.

Da uns keine Mittheilung über Erfahrungen vorliegt, welche mit den Constructionen des Walz'schen Kessels gemacht worden sind, so sahen wir uns veranlasst, uns zunächst über die Stärke der Wassercirculation durch Rechnung*) Aufschluss zu verschaffen und fanden hier für einen speciellen Fall Folgendes:

Unter der Voraussetzung stetiger Speisung und unter der vorläufigen Annahme wärmedichter Umhüllung des Rücklaufrohres sei

| | |
|---|---|
| die Fallhöhe des Wassers in der Rohrleitung | $3^m$, |
| der stündliche Zufluss von Speisewasser | $600^{Kg}$, |
| die Temperatur des Wassers im Steigerohre | $160^0$ C., |
| die Temperatur des Speisewassers | $10^0$ C., |
| der mittlere Querschnitt der Rohrleitung | $0{,}008^{qm}$, |
| die innere Gesammt-Oberfläche derselben | $5{,}4^{qm}$. |

*) Vgl. S. 167: Theorie der Wasserströmung in Dampfkesseln.

XXIV.

Man findet dann durch Rechnung, dass sich der Wasserstrom in der Rohrleitung mit einer Geschwindigkeit von $0{,}304^m$ bewegt, — dass das circulirende Wasserquantum nahezu das Neunfache (genauer das 8,7fache) des Speisewassers ist und dass die Temperaturerniedrigung infolge des stetig zutretenden Speisewassers $15{,}3^0$ C. beträgt. Von dem durch die Abkühlung des Wassers entstehenden wirksamen Gefälle von $0{,}024^m$ wird nur $^1/_{10}$ auf Erzeugung der Stromgeschwindigkeit verwendet; die übrigen $^9/_{10}$ dienen lediglich zur Ueberwindung der Reibungswiderstände.

Sehen wir noch zu, inwieweit die Meinung gerechtfertigt ist, dass die äussere Abkühlung des Stromes durch das Blosliegen des Rücklaufrohres die Strömung nicht nur wesentlich verstärkt, sondern auch während der Pausen einer periodischen Speisung allein unterhält. Es betrage

| | |
|---|---|
| die Oberfläche des Rücklaufrohres, welche der Luft | |
| des Kesselhauses ausgesetzt ist . . . . . | $2{,}33^{qm}$, |
| die Temperatur des Wassers im Steigerohre . . | $160^0$ C., |
| die Temperatur der das Rücklaufrohr umgebenden Luft . . . . . | $15^0$ C., |

und es sei vorausgesetzt, dass das Speisewasser erst an dem Ende des Rücklaufrohres in dieses eintrete. Die Abkühlung des Wassers in dem Fallrohre wird dann, unter Annahme eines Wärmedurchleitungs-Coefficienten von 0,05 nur 0,56 Grad betragen.

Der dieser Abkühlung von 0,56 Grad entsprechende Wärmeverlust im Betrage von 0,33 pCt. der zur Dampfbildung nöthigen Wärme ist zwar an und für sich nicht erheblich, jedoch im Vergleich mit der geringen Wirkung bedeutend. Die in der Patentschrift No. 7640 als zulässig erwähnte Leitung des Rücklaufrohres durch ein Wasserreservoir würde nur durch ein unlohnend grosses Opfer an Wärme die Strömung verstärken.

Bei Erzeugung der Wassercirculation vermittelst der vorliegenden Anordnung ist man sonach auf continuirliche Speisung und auf Verzichtleistung desjenigen Vortheils angewiesen, welchen das periodische Speisen zum Reguliren der Dampferzeugung gewährt.

Die Neuerung an Circulations-Dampfkesseln von F. Dedmin in Berlin, D. P. No. 6873, ist aus den Fig. 3 und 4 zu ersehen. Der durch Pfeile angedeutete Circular-Strom erhebt sich nicht über den Wasserstand im Inneren des Kessels, und nur das Fallrohr *F* liegt frei bis zum Schlammkessel *C*, in welchen es eingesteckt ausmündet.

Fig. 3.

Fig. 4.

Von hier aus strömt das Wasser, Wärme aufnehmend und steigend, durch die Siederpaare *B'* und *B*, ergiesst sich durch die erweiterte Mündung *D* in die Schale *E* und fliesst über deren Rand auf den Kesselwasserspiegel, wodurch die Ruhe desselben infolge des solcherweise verlangsamten Ausflusses möglichst wenig gestört wird. Die Schale *E* umschliesst so wenig dicht das Rohr *D*, dass der aus den Siedern mit fortgerissene Schlamm durchgelassen und im Oberkessel *A* zurückgehalten wird. Die Abkühlung des nach *F* hinströmenden Rücklaufwassers erfolgt durch das bei *H* eingeführte Speisewasser.

Den bisher beschriebenen Einrichtungen sich anreihend verdienen auch noch genannt zu werden: der Patent-Circulations-Dampfkessel der Rheinischen Röhrendampfkessel-Fabrik von A. Büttner & Co. in Uerdingen a/Rh., ferner die in dem Magdeburger Bezirksverein (Wochenschrift 1878. S. 195) mitgetheilte Construction des Hrn. Weinlig und schliesslich ein durch den Feuerraum eines Cornwall-Kessels geführter „Water-Circulator“ (Engineer, 22. Jan. 1880. VIII).

R. W.



Digitized by Google

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Der fahrbare Treppenrost von C. Gröbe** ist ein gewöhnlicher Treppenrost, der mittelst eines passenden Gestelles auf vier kleinen Rädern ruht, die auf Schienen im sonstigen Aschenfall laufen. Dadurch, dass man den Rost mehr oder weniger der festen Deckplatte vor dem Feuergewölbe nähert, kann man die Höhe der Brennmaterialschicht verkleinern oder vergrössern. Eine Veränderung in der Neigung des Rostes ist nicht vorgesehen. (Aus Patentschrift No. 7003.)

**Gas-Ziegelofen von C. Emmel.** — Die Gase aus einem Generator ziehen durch einen unter dem Ofen der Länge nach sich erstreckenden Canal und aus diesem in Quercanäle je unter die Scheidewand zwischen zwei Kammern, unter welcher sie durch Schlitze austreten. Gleichfalls in die Scheidewand eingeführt wird die Luft, indem sie jene von oben nach unten in hin- und herlaufenden Zügen durchzieht, erhitzt wird und unten austritt, um mit den Gasen zusammen zu treffen; ausserdem tritt noch Luft aus der davorliegenden, abkühlenden Kammer hinzu. Der Abzug aus der vordersten, in Vorwärmung befindlichen Kammer findet durch Löcher in der Sohle statt; von hier aus gehen Canäle in einen gemeinschaftlichen Rauchcanal, aus welchem ein Exhaustor die Rauchgase absaugt, um sie unter den Boden des Trockenschuppens zu drücken. („Baugew.-Zeitg." 1880, S. 4.)

**Um das Einfrieren der Wasserheizungen zu verhüten,** schlägt C. Voigt in Schwerin i. M. vor, dieselben mit einer Chlorcalciumlösung statt mit reinem Wasser zu füllen. Eine Lösung von 25° B. genügt für Temperaturen bis zu —15° C.; für nur —8° C. reicht eine Sättigung auf 15° B. aus. („D. Bauztg." 1880, S. 32.)

Dieselbe Wirkung dürfte auch die unter dem Namen „Tektrion" von der Firma Vorster & Grüneberg in Stassfurt in den Handel gebrachte, hauptsächlich aus Chlormagnesium bestehende Füllmasse haben. R. Z.

# Kleinere Mittheilungen.

### Rundschiebersteuerung mit selbstthätiger variabler Expansion,

von Th. Calow & Co. in Bielefeld.

Die durch die zugehörigen Holzschnitte, Fig. 1 bis 4, dargestellte Präcisionssteuerung ist der Maschinenfabrik Th. Calow & Co. für das deutsche Reich patentirt, und haben mehrere mit dieser Steuerung versehene Maschinen den Erwartungen, welche an dieselben gestellt waren, vollkommen entsprochen. Der einfache Mechanismus ermöglicht eine gute Wartung der Maschine und genügt allen Anforderungen, die an eine empfindliche Präcisionssteuerung gestellt werden.

Der Schieberkasten enthält die cylindrischen Oeffnungen, $o$ für den Grundschieber $n$, und $o^1$ für den Expansionsschieber $n^1$. Beide Oeffnungen sind cylindrisch und werden durch die Deckel $y$ und $y^1$ abgedichtet. Die Schieber haben oben und unten anschliessende Flantschen und zeigt Fig. 3 den Querschnitt derselben; sie werden durch die Spindeln $s$ und $s^1$ mittelst der Hebel $f$ und $f^1$ gedreht. Durch die den Schiebern gegebene Form und durch möglichste Aneinanderrückung der Schieber sollen die schädlichen Räume möglichst klein gehalten werden. Ein Undichtwerden kann nicht eintreten, weil die Schieber auf den Spindeln lose geführt sind, der Dampf erstere also fortwährend andrückt. Die Dampfvertheilung geschieht wie bei einer gewöhnlichen Flachschiebersteuerung. $A$ ist der Stutzen für den Dampfeintritt, $B$ der für den Abgang des Dampfes.

Der Antrieb geschieht durch eine einfache Hebel-Anordnung. In den an das Bett gegossenen Lagern $x$ ruht die Steuerungswelle $p$, auf welcher die Hebel $a$ und $b$, normal zum Hebel $c$ festgekeilt sind. Die Excenterstange ist mit dem Hebel $a$ verbunden; der Hebel $b$ überträgt seine Bewegung mittelst der beiden Lenkerstangen $d$ und $q$ auf den Hebel $f$ und durch diesen auf den Grundschieber $n$. Es sind hier zwei Lenkerstangen erforderlich, weil die eine sich in horizontaler, die andere in verticaler Ebene bewegt. Beide werden durch den Metallkolben $k$ in einem an den Luftbuffercylinder $z$ angegossenen Cylinder $q$ gut geführt. Der Metallkolben $k$ bildet das Verbindnngs-, bezw. Charnierstück für beide Lenkerstangen $d$ und $q$.

Der Hebel $c$ bewegt durch die Gelenkstange $h$ den Steuerungshebel $l$, und dieser überträgt die Bewegung mittelst der Falle $m$ auf den Kolben $r$ des Luftbuffercylinders, auf die Lenkerstange $l$ und auf den Hebel $f^1$; durch diesen wird endlich der Expansionsschieber bewegt. Der Abschluss des Dampfes geschieht in bekannter Weise durch die Auslösung der Falle $m$ und wird durch den Regulator bestimmt.

Karl Reyscher.

Fig. 3

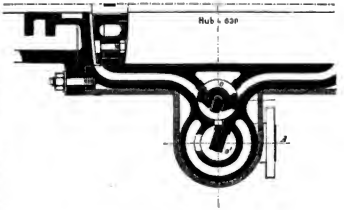
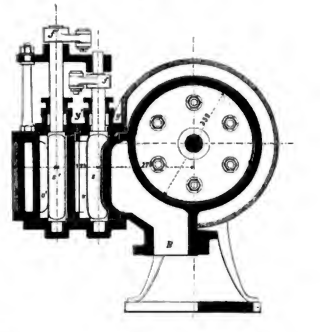



Fig. 4




Digitized by Google

# Rundschiebersteuerung mit selbstthätiger variabler Expansion,

von Th. Calow & Co. in Bielefeld.

Entnommen einer von der Maschinenfabrik und Eisengiesserei Th. Calow & Co. in Bielefeld ausgeführten Dampfmaschine von 350$^{mm}$ Durchmesser, 630$^{mm}$ Hub.

(Beschreibung auf S. 163.)

Fig. 1 und 2.




Digitized by Google

## Theorie der Wasserströmung in Dampfkesseln.

Von R. R. Werner, Professor an der technischen Hochschule in Darmstadt.

Einem von der Redaction geäusserten Wunsche entsprechend, möge hier derjenige Theil unserer Theorie der Wasserströmung in Dampfkesseln Aufnahme finden, vermittelst dessen die in dem Referate: „Circulation des Wassers in Dampfkesseln" S. 159 gegebenen Rechnungsresultate erhalten worden sind.

Erstens: Bei der Berechnung der Stromstärke infolge der Abkühlung durch das Speisewasser seien:

$s$ der stündliche Zufluss von Speisewasser in Kilogramm,
$r$ die stündlich durch das Steigerohr strömende Wassermenge in Kilogramm,
$\gamma = 1000$, das Gewicht eines Cubikmeters Wasser,
$g = 9{,}81$,
$h$ die Fallhöhe des Wassers in Metern,
$v$ die Geschwindigkeit des Wassers pro Secunde in Metern in den Röhren, deren Querschnitt wir der Einfachheit wegen so bemessen annehmen, dass $v$ durchweg constant ist,
$t$ die Temperatur nach Celsius im Steigerohr,
$t_1$ die mittlere Temperatur des Mischwassers im Fallrohr,
$t_0$ die Temperatur des Speisewassers,
$\delta = 0{,}000466$, Ausdehnungscoefficient des Wassers für jeden Grad C.,
$f$ mittlerer Querschnitt der Rohrleitung in Quadratmetern,
$R$ innere Gesammtoberfläche derselben.

Ist $d$ der Durchmesser einer Wasserrohrleitung von kreisförmigem Querschnitte und $l$ die Länge derselben; ist ferner der Reibungs-Coefficient der Rohrleitung nach Weisbach

$$\lambda = 0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}};$$

und ist endlich $\sigma$ der Coefficient für die Kniewiderstände u. s. w., so ist bekanntlich

$$\text{die Widerstandshöhe} = \left(1 + \sigma + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g},$$

wofür auch geschrieben werden kann:

$$= \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \frac{\pi d l}{\frac{\pi}{4} d^2}\right) \frac{v^2}{2g}$$

$$= \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \times \frac{\text{Rohrfläche}}{\text{Querschnitt}}\right) \frac{v^2}{2g}.$$

Dies gilt für jede Querschnittsform, namentlich auch für den in unserem Falle vorkommenden ringförmigen Querschnitt; und können wir mit genügender Annäherung setzen:

$$\text{Widerstandshöhe} = \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \frac{R}{f}\right) \frac{v^2}{2g};$$

der dieser Höhe entsprechende Widerstand wird überwunden durch das

$$\text{wirksame Gefälle} = h\,(t - t_1)\,\delta,$$

weshalb sein muss

$$h\,(t - t_1)\,\delta = \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \frac{R}{f}\right) \frac{v^2}{2g};$$

das noch unbekannte $t_1$ findet man aus

$$(r + s)\,t_1 = r\,t + s\,t_0,$$

oder

$$t_1 = \frac{r\,t + s\,t_0}{r + s} = \frac{s\,t}{r + s},$$

und somit

$$t - t_1 = \frac{s\,(t - t_0)}{r + s}.$$

unter der Voraussetzung stetiger Speisung und der vorläufigen Annahme wärmedichter Umhüllung des Rücklaufrohres.

Es ist aber auch noch

$$\frac{r + s}{3600} = v f \gamma,$$

$$t - t_1 = \frac{s\,(t - t_0)}{3600\,v f \gamma};$$

diesen Werth für $(t - t_1)$ in die obige Gleichung eingesetzt, macht

$$\frac{h\,s\,(t - t_0)\,\delta}{3600\,v f \gamma} = \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \frac{R}{f}\right) \frac{v^2}{2g}$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{h\,s\,(t - t_0)\,\delta\,2g}{3600 f \left(1 + \sigma + \frac{\lambda}{4} \frac{R}{f}\right) \gamma}}.$$

Nehmen wir nun für einen speciellen Fall an:

$h = 3$; $s = 600$; $t = 160$; $t_0 = 10$; $f = 0{,}008$; $R = 5{,}4$;
$\sigma = 3$ (dreier Knie wegen); $\lambda = 0{,}026$ (vorläufig),

so erhalten wir nach Einsetzung dieser Zahlen in die vorstehende Gleichung $v = 0{,}304^{\text{m}}$, welchem Werth auch $\lambda = 0{,}026$ genügend entspricht. Man findet zudem mit Hilfe der obigen Formeln:

$$r + s = 0{,}304 \,.\, 0{,}008 \,.\, 3600\,000 = 5875;$$

$$r = 5275 \quad \text{und} \quad \frac{r}{s} = 8{,}79;$$

demnach würde das circulirende Wasserquantum nahezu das Neunfache des Speisewassers sein.

Man hat auch noch die Temperatur-Erniedrigung des Stromes

$$t - t_1 = \frac{600\,(160 - 10)}{5875} = 15{,}32 \text{ Grad},$$

und daher das wirksame Gefälle $= 3 \,.\, 15{,}32 \,.\, 0{,}000466 = 0{,}0214^{\text{m}}$.

Zweitens: Bei der Berechnung der Stromstärke infolge der äusseren Abkühlung des nackten Rücklaufrohres seien:

$F$ die Oberfläche des Rücklaufrohres, welche der Luft des Kesselhauses ausgesetzt ist,
$T_0$ die Temperatur dieser Luft,
$t$ wie oben, die Temperatur des Steigewassers beim Eintritt zur Kühlfläche $F$ und
$t_2$ die Austrittstemperatur unter der Voraussetzung, dass erst hier das Speisewasser hinzutritt.

Alsdann ist nach der auch im vorliegenden Falle anwendbaren, Bd. XXI, S. 149 entwickelten Formel (10b), unter

$\mathfrak{m} = 0{,}06$ den Wärmedurchleitungs-Coefficienten verstanden,

$$F = \frac{r_2}{\mathfrak{m}} \left[\frac{1}{t_2 - T_0} - \frac{1}{t - T_0}\right]$$

oder

$$\frac{1}{t_2 - T_0} = \frac{\mathfrak{m} F}{r_2} + \frac{1}{t - T_0}.$$

Für $F = 2{,}35^{\text{qm}}$, $t = 160$ und $T_0 = 15$, auch $r_2 = 5295$ (statt jener 5275) ist

$$t_2 - T_0 = 144{,}44.$$

Es ist aber

$$t - T_0 = 145,$$

daher beläuft sich die Abkühlung auf nur

$$t - t_2 = 0{,}56 \text{ Grad},$$

was auch jene Annahme: $r_2 = 5295$ rechtfertigt.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

Fig. 2. Längenschnitt

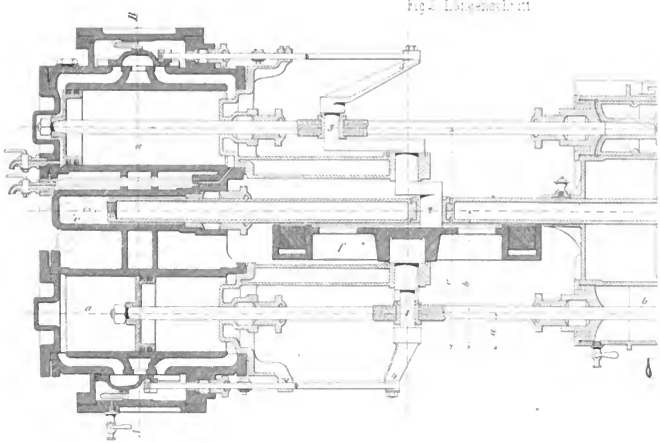
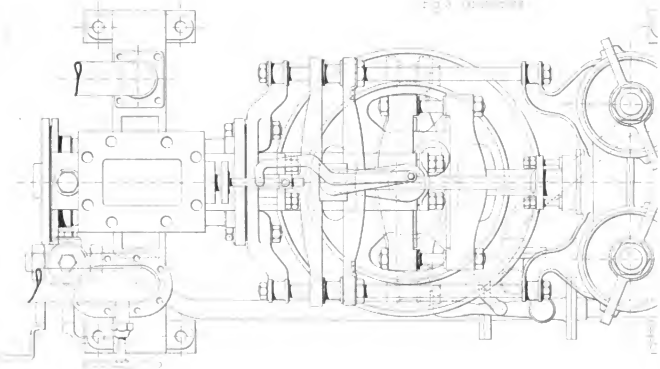


Fig. 3. Grundriss



Digitized by Google

# C. Bach:

## Zwillings-Dampfpumpe für Dampffeuerspritzen.

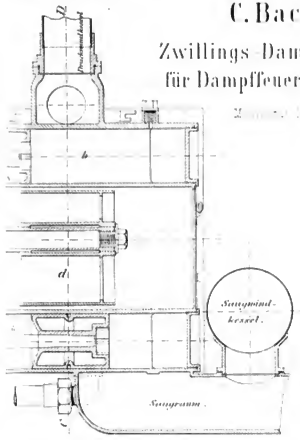



Fig 5
Schnitt CD

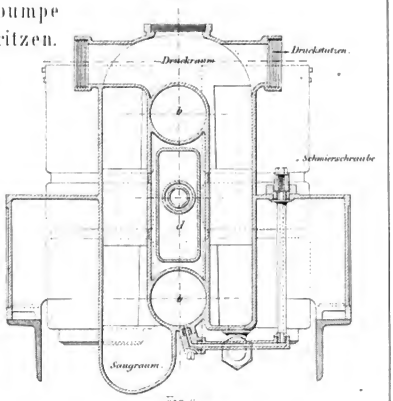
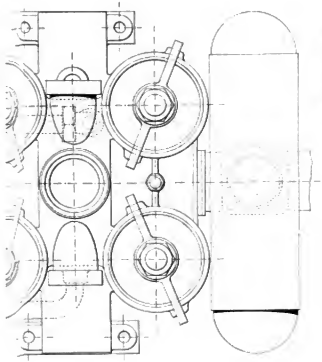
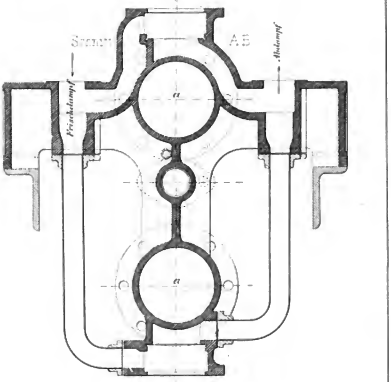



Fig 4

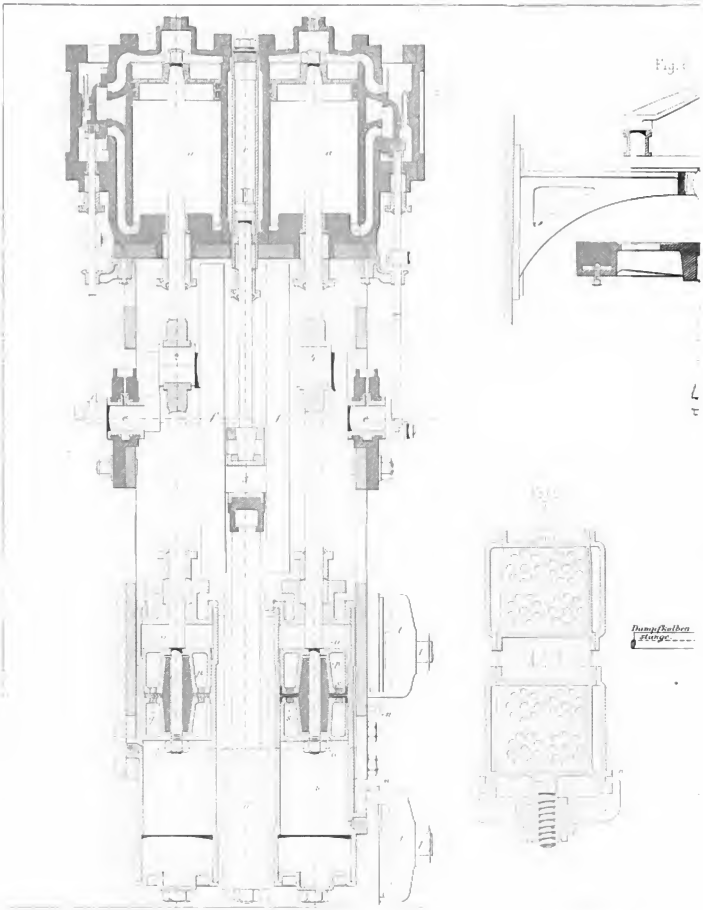





Digitized by Google

Digitized by Google

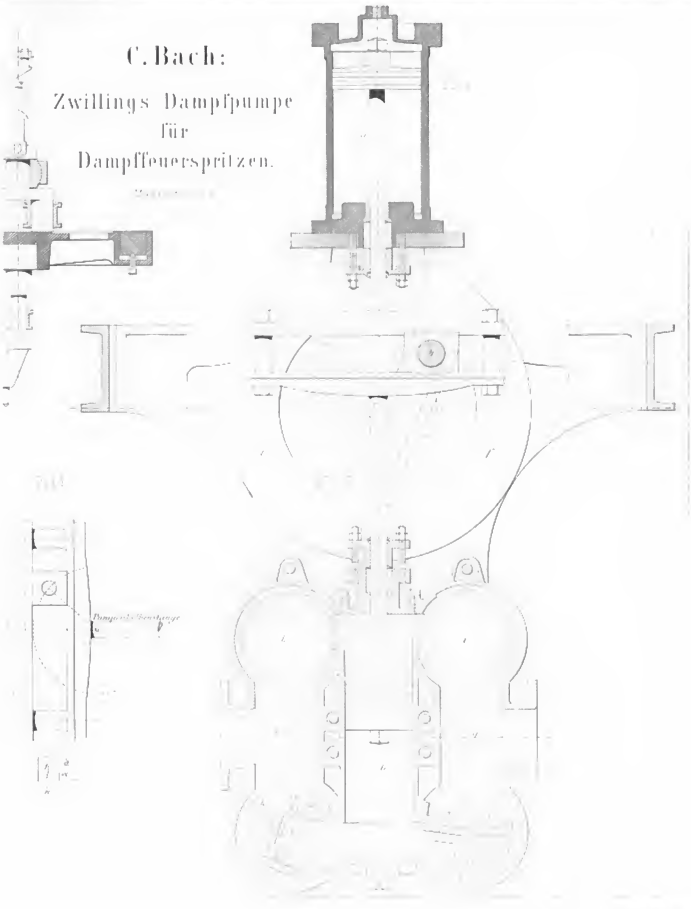
Digitized by Google




Digitized by Google

# C. Bach:

## Zwillings Dampfpumpe für Dampffeuerspritzen.



Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

# C. Bac

## Dampfpumpe mit gekreuzt

Maßstab 1

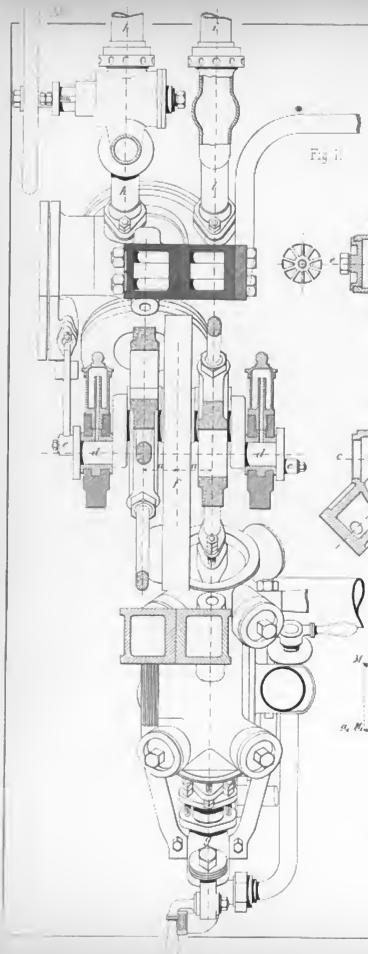


Fig. 13

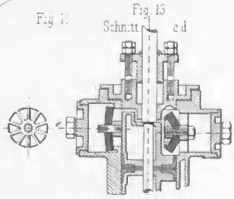



Fig. 12

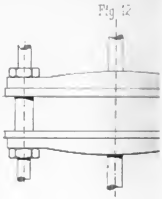


Fig. 14

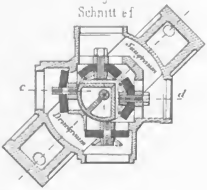
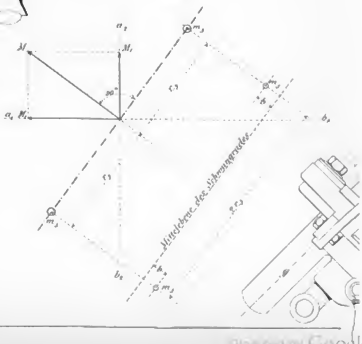
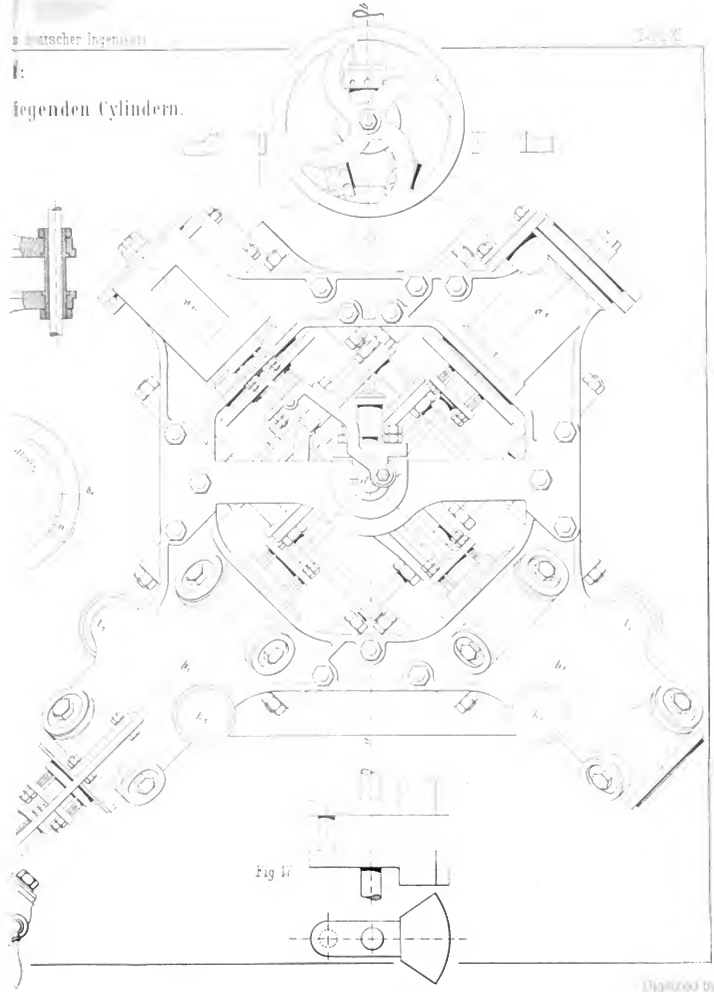



Fig. 15

Fig. 16




Digitized by Google




l:

legenden Cylindern.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 4. Aprilheft.


## Abhandlungen.

### Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern.


Von **F. J. Weiss***), Ingenieur, in Bremen.


Wenn zwischen zwei gegebenen Endpunkten (den Landpfeilern) eine feste Brücke gebaut werden soll, und man sich über das anzuwendende System, ob Bogen-, Hänge-, Balkenbrücke, ob mit gemauerten Pfeilern oder auf eisernen oder hölzernen Jochen u. s. w. entschieden hat, so tritt dann beim Entwurfe in erster Linie die Frage auf: Welches ist die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler?, resp. wie ist deren Disposition zu treffen?

Diese Frage für Brücken im Allgemeinen zu behandeln, ist nicht angänglich, wohl aber für specielle Sorten von Brücken, und wollen wir in folgender Arbeit obige Frage und was mit ihr im Zusammenhange steht, behandeln für Eisenbahnbrücken mit eisernem Oberbau, gebildet aus Balkenträgern, und mit vom tragbaren Fundamentboden aus bis zu den Auflagerplatten gemauerten Pfeilern.

Die Totalkosten ($k$) einer solchen Brücke setzen sich zusammen aus der Summe der Kosten für den Unterbau ($k_u$) und für den Oberbau ($k_o$). Im Allgemeinen werden mit wachsender Zwischenpfeilerzahl ($n$) die Kosten $k_u$ zu-, hingegen die Kosten $k_o$ abnehmen und umgekehrt; es wird aber immer eine ganz bestimmte Zwischenpfeilerzahl $n$ geben, für welche die Totalbaukosten des betreffenden Bauwerkes ein Minimum werden.

Bei den hier zu behandelnden Brücken mit eisernem Oberbau und mit gemauerten Pfeilern kann man die Totalkosten $k_t$ bestehend denken aus:

$k_u$ = Anzahl Cubikmeter Mauerwerk × mittl. Preis desselben (incl. aller Nebenkosten)

$+ k_o$ = Anzahl Tonnen Eisen × mittl. Preis desselben (incl. Montage etc.).

Können wir nun sowohl die Anzahl Cubikmeter Mauerwerk des Unterbaues, als auch das Gewicht des eisernen Oberbaues für verschiedene Spannweiten $l$ (oder, was dasselbe, für verschiedene Anzahl $n$ von Zwischenpfeilern zwischen den beiden, der Lage nach gegebenen Landpfeilern) in ein bestimmtes Abhängigkeitsverhältniss von diesem $l$ (resp. $n$) bringen, oder um das Gesagte einfacher mathematisch auszudrücken: können wir für eine gegebene Totallänge $L$ der Brücke

$k_u$ als Function von $n$ d. h. $k_u = \varphi(n)$

und $k_o$ auch als Function „ $n$ „ $k_o = \psi(n)$,

somit auch die Totalkosten

$$k_t = k_u + k_o = \varphi(n) + \psi(n) = F(n)$$

als Function dieser Variabeln $n$ ausdrücken, so ist es unter Zugrundelegung passender Einheitspreise auf einfache Art möglich, das specielle $n$ zu berechnen, welches $k_t$ zu einem Minimum macht, ohne sich erst in mühevolle und zeitraubende Versuchsconstructionen und Versuchsrechnungen einlassen zu müssen.

Wir haben dies in folgender Abhandlung durchgeführt, und zerfällt dieselbe in folgende drei Abschnitte:

I. Eigengewichte der eisernen Balkenträger von Eisenbahnbrücken für verschiedene Spannweiten $l$.

II. Dimensionen und Cubik-Inhalte gemauerter Zwischenpfeiler von Bahnbrücken, auch für verschiedene Spannweiten $l$.

III. Bestimmung der ökonomisch günstigsten Anzahl Zwischenpfeiler zwischen den beiden Endpfeilern.

Zu Abschnitt I haben wir nichts zu bemerken; wir haben in ihm nur die Eigengewichte vieler ausgeführter Balkenträger gegeben und hiernach die Constanten der üblichen Formeln für diese Eigengewichte bestimmt.

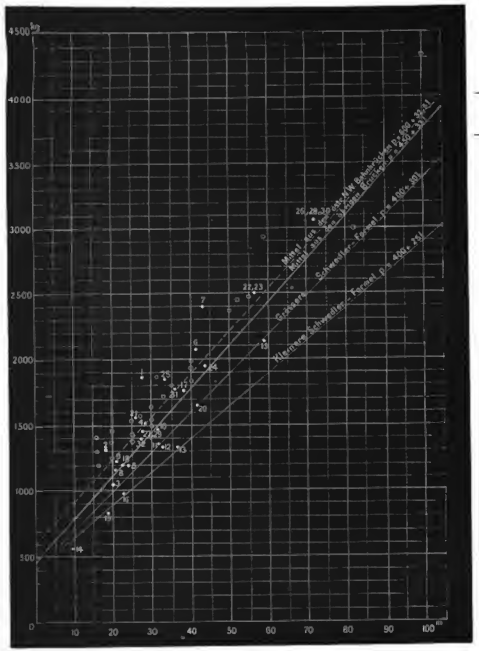
Im Abschnitt II haben wir auf Grund ausgeführter Brückenpfeiler die Basisflächen $F$ solcher Pfeiler in Bezug auf die resp. Spannweiten empirisch abgeleitet. Mit dieser Basisfläche $F$ und der jeweilig gegebenen Gesammthöhe $H$ der Pfeiler konnten wir dann deren Cubik-Inhalt mit genügender Annäherung proportional dem Producte $F.H$ setzen, hatten dann somit die gewünschte Beziehung zwischen Spannweite $l$ und Cubik-Inhalt der Pfeiler gefunden.

Den hierbei befolgten Grundsatz, dass mit wachsender Spannweite auch die Pfeilerbasen, und hiermit die horizontalen Abmessungen des Pfeilers überhaupt wachsen sollen, wird man im Allgemeinen wohl als richtig anerkennen. Aufechtbar

*) In Firma: Bavier, Kunz & Weiss, Bauunternehmung für pneumatische und andere Fundirungen, Brücken-, Hafen- und Brunnenbauten, in Bremen.




Digitized by Google



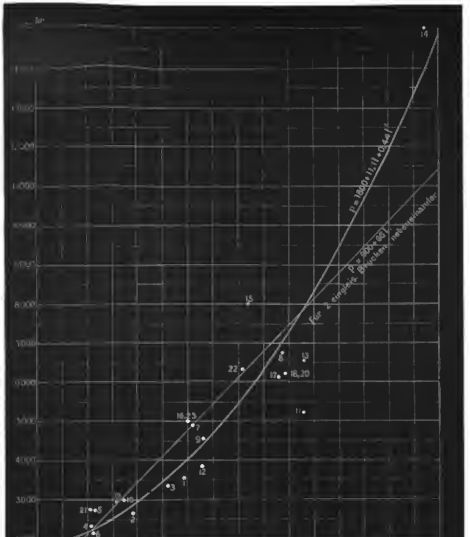

# Graphische Darstellung
der
## Eigengewichte eingleisiger Eisenbahnbrücken,
### excl. Schienen, Schwellen etc.
### pro laufenden Meter Stützweite.

| Pos. | Eisenbahn | Jahr | Lage der Brücke | System der Brücke |
|---|---|---|---|---|
| 1. | Köln-Minden | 1856 | Wesellbrücke bei Lippe | Contin. Gitterträger |
| 2. | „ „ | „ | „ „ „ | „ „ |
| 3. | Rheinische Bahn | 1856 | Rheinbrücke bei Griethusen | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 4. | Magdeburg-Leipzig | 1871 | Werrabrücke bei Münden | Schweiller |
| 5. | Berg.-Märk. | 1868 | Lennebrücke bei Oppenhusen | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 6. | „ „ | 1869 | Ruhrbrücke bei Hattingen | Schweiller |
| 7. | „ „ | 1871 | „ bei Kupferdreh | „ |
| 8. | Berlin-Dresden | 1874 | Elbbrücke b. Niederwartha | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 9. | „ „ | „ | „ mit Fussweg | „ „ „ |
| 10. | Muldethalbahn | 1874 | Muldebrücke bei Thierbach | „ „ „ |
| 11. | „ „ | 1875 | „ „ Göhren | „ „ „ |
| 12. | „ „ | 1875 | „ „ Penna | „ „ „ |
| 13. | „ „ | 1875 | „ „ Lastau | Schweiller |
| 14. | „ „ | 1875 | „ „ „ | Blechträger |
| 15. | „ „ | 1877 | „ „ Rabenstein | Parabelträger |
| 16. | „ „ | 1877 | „ „ „ | Schweiller |
| 17. | Sächs.-Thür. Bahn | 1875 | Elsterbr. bei Reutschmühle | „ |
| 18. | „ „ „ | 1875 | „ „ Moschwitz | Abgest. ‖ Träger |
| 19. | „ „ „ | 1875 | „ „ Voigtsgrün | Gitterträger |
| 20. | „ „ „ | 1875 | „ „ Ruppertsgrün | Schweiller |
| 21. | „ „ „ | 1875 | „ Greizer Verbindgsb. | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 22. | Weichselbahn | 1876 | Bugbrücke | „ „ „ |
| 23. | „ „ | 1876 | Wkrabrücke | „ „ „ |
| 24. | „ „ | 1876 | Bysterzycabrücke | „ „ „ |
| 25. | „ „ | 1876 | Swiderbrücke | „ „ „ |
| 26. | Reichseisenbahn Elsass-Lothring. | 1877 | Rheinbrücke bei Breisach | „ „ „ |
| 27. | „ „ „ | 1877 | „ „ „ | „ „ „ |
| 28. | Bad. Staatsbahn | 1877 | „ „ Neuenburg | „ „ „ |
| 29. | „ „ | 1877 | „ „ „ | „ „ „ |
| 30. | „ „ | 1877 | „ „ Huningen | „ „ „ |
| 31. | „ „ | 1877 | „ „ „ | „ „ „ |
| 32. | Holst. Marschbahn | 1878 | Störbrücke bei Itzehoe | Parabelträger |

Die mit O bezeichneten Brücken sind 25 Brücken der östr. N.-W.-Bahn, erbaut bis zum Jahre 1874 (Rziha, Wiener Weltausstellungsbericht, Eisenbahn-Unter- und Oberbau Band II).

Trägersystem: weitmaschige Gitterträger, oft ohne Verticale, meistens zwei oder mehr Oeffnungen continuirlich. Inanspruchnahme = 7,5 und 8 kg pro Quadratmillimeter.

Digitized by Google




## Graphische Darstellung
der
## Eigengewichte zweigleisiger Eisenbahnbrücken,
**excl. Schienen, Schwellen etc.**
pro laufenden Meter Stützweite.

| Pos. | Eisenbahn | Jahr | Lage der Brücke | System |
|---|---|---|---|---|
| 1. | Westphälische Bahn | 1861 | Weserbrücke bei Höxter | Schweller |
| 2. | Berlin-Stettin | 1868 | Oderbrücke bei Stettin | „ |
| 3. | „ „ | „ | „ „ „ | „ |
| 4. | Magdeb.-Halberstadt | 1870 | Havelbrücke bei Spandau | Parabelträger |
| 5. | Niederschl.-Märk. Bahn | „ | Spandauer Schiffahrtscanal | Schweller |
| 6. | „ „ „ | „ | „ „ „ | Allgem. Parallelträger |
| 7. | Berg.-Märk. | 1871 | Ruhrbrücke bei Kettwig | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 8. | Rhein. Bahn | 1873 | Rheinbrücke b. Rheinhausen | Bogenbrücke |
| 9. | Kgl. Ostbahn | 1877 | Elbbrücke bei Barby | Parabelträger |
| 10. | „ „ | „ | „ „ „ | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 11. | „ Eisenb.-Direct. Wiesbaden | 1878 | Rheinbrücke bei der Insel Oberwerth | Bogenbrücke |
| 12. | „ „ „ „ | „ | Moselbrücke bei Güls | „ „ |
| 13. | Berg.-Märk. | 1869 | Rheinbrücke bei Düsseldorf | Parabelträger |
| 14. | Holländ. Staatsbahn | 1867 | Leckbrücke bei Kuilenburg | „ „ |
| 15. | „ „ | „ | „ „ „ | Fachwerk mit ‖ Gurt |
| 16. | „ „ | „ | „ „ „ | „ „ „ |
| 17. | Rhein. Bahn | 1863 | Rheinbrücke bei Coblenz | Bogenbrücke |
| 18. | Venlo-Hamburg | 1871 | Elbbrücke bei Harburg | Linsenträger Syst. Lohse |
| 19. | „ „ | „ | „ „ „ | Parabelträger |
| 20. | „ „ | „ | „ „ Hamburg | Linsenträger Syst. Lohse |
| 21. | „ „ | „ | „ „ „ | Bogenträger |
| 22. | Oestr. Nordbahn | 1874 | Donaubrücke bei Wien | Parabelträger |
| 23. | „ „ | „ | „ „ „ | „ „ |

Inanspruchnahme: Gurt $7^k$; Zugländer $6{,}5^k$; Vertikale $8^k$.

Will man die Eigengewichte $p$ als Function der Stützweite $l$, also $p = f(l)$, ausdrücken, so lege man von Hand eine diese Function darstellende Curve durch die verschiedenen Einzelwerthe und bestimme die Gleichung dieser Curve aus einigen correspondirenden Werthen von $p$ und $l$; legt man die Function:

$$p = a + bl + cl^2$$

der Curve zu Grunde, so bestimmen sich die Constanten $\begin{cases} a = 1800 \\ b = 11{,}1 \\ c = 0{,}44 \end{cases}$, so dass im Mittel

das Eigengewicht etwa gesetzt werden kann:

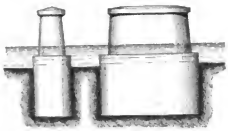
$$p = 1800 + 11{,}1\,l + 0{,}44\,l^2 \text{ Kilo pro lfd. Meter.}$$

Digitized by Google

scheint jedoch unser Verfahren dabei insofern zu bleiben, als wir für die Grösse der Pfeilergrundrissfläche nur die Spannweite und nicht auch Pfeilerhöhe, Mauer- und Bodenmaterial als massgebend betrachten. Was die Vernachlässigung der Pfeilerhöhe hierbei betrifft, so ist dem hieraus herleitbaren Einwande im Verlaufe der Arbeit begegnet. Wir bemerken hierbei noch ausdrücklich, dass wir Brücken, welche aussergewöhnlich hohe Pfeiler erfordern, wie hohe Thalübersetzungen oder Brücken, unter denen bemastete Seeschiffe verkehren sollen, von unserer Betrachtung ausschliessen. Solche ausserordentliche Bauwerke lassen sich nicht mehr unter empirische Regeln stellen, sondern verlangen jeweilen specielle Untersuchungen und Berechnungen. — Was die Berücksichtigung von Mauer- und Bodenmaterial betrifft, so ist das hierüber Nöthige ebenfalls später gesagt.

Wir haben dann ferner der Uebersichtlichkeit halber vorerst Pfeiler vorausgesetzt, die vom tragfähigen Fundamentboden aus zusammenhängend und in der ganzen Pfeilergrundrissform massiv etwa bis Niederwasser aufgemauert sind, dann von dort ab den Pfeilerschaft mit den üblichen Absätzen und Verjüngungen tragen.

Fig. 1



Wir setzen also vorerst Pfeiler voraus, fundirt auf:

Betonschüttung innerhalb Spundwänden oder Fangedamm, Brunnen von der ganzen Pfeilergrundrissform, pneumatisch versenkte Senkkasten ebenfalls von der ganzen Pfeilergrundrissform.

Die gewonnenen Resultate übertragen wir dann später auch unmittelbar auf Pfeiler, deren Fundamente in mehrere einzelne cylindrische Körper aufgelöst, die also auf ausgemauerten Röhren oder mehreren Brunnen fundirt sind.

Ausser den Dimensionen der Pfeilerbasis haben wir in diesem Abschnitte noch die neueren Annahmen für die obere Stärke des Pfeilerschaftes gegeben. Mit diesen Grössen ergiebt sich aufs leichteste die Construction des ganzen Pfeilers und ist dem Constructeur doch noch grosse Freiheit in der Behandlung des speciellen Falles belassen.

Noch haben wir hier beizufügen, dass wir uns die Pfeiler stets normal zur Brückenachse gestellt denken. Die Mitberücksichtigung schief gestellter Pfeiler würde uns hier zu weit führen.

Im Abschnitt III verwenden wir die unmittelbar aus der Praxis geschöpften, daher völlig Vertrauen verdienenden Resultate der beiden ersten Abschnitte, um für gegebene Fälle die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler zu bestimmen.

Dies letztere thut auch L. Klusen in seinem verdienstvollen Buche: „Fundirungsmethoden, 1879" S. 175; allein derselbe setzt dort die Kosten eines Pfeilers constant und nur die des Oberbaues variabel, und berechnet so allerdings sehr einfach die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler. Sobald man aber den Grundsatz gelten lässt, dass mit wachsender Spannweite auch die Pfeilerstärken, und hiermit (wenn auch nicht in demselben Maasse) die Pfeilerkosten wachsen sollen, so sind diese Kosten eines Pfeilers für eine bestimmte Brücke eben nicht als constant anzusehen, und es werden daher unsere Resultate, die unter Mitberücksichtigung dieser Variabilität der Pfeilerkosten erhalten werden, erheblich weitergehende sein. Das Klusen'sche Verfahren würde übrigens, im Sinne der Berechnung successiver Näherungswerthe angewandt, auf allerdings umständlichem Wege auch dahin führen, wohin uns unser Verfahren mit einem Schlage bringt; es würde aber die bemerkenswerthen allgemeinen Beziehungen zwischen Totallänge einer Brücke, Preisverhältniss von Eisen zu Mauerwerk, totaler Pfeilerhöhe einerseits und der günstigsten Anzahl Zwischenpfeiler andererseits, wie sie unsere Entwicklung ersichtlich machen wird, in ihrer Allgemeinheit nicht erkennen lassen.

## I. Abschnitt.

## Eigengewicht des eisernen Oberbaues von Eisenbahnbrücken.

Vom Oberbau interessirt uns hier nur das Eigengewicht, um aus diesem annähernd a priori die Kosten des Oberbaues von Brücken bestimmen zu können.

Man setzt im Allgemeinen das Eigengewicht an Eisen pro laufenden Meter (excl. Schienen, Schwellen, Bebohlung) für eingleisige Brückenträger von der Stützweite $l$

$$p = a + b\,l$$

wo $a$ und $b$ Constanten sind, welche nach Schwedler z. B.

$$a = 400$$
$$b = 25 - 30$$

genommen werden können. Wir haben auf S. 171 diese Eigengewichte von 57 verschiedenen Brückenträgern der von verschiedenen Bahnen Deutschlands und Oesterreichs in den verschiedensten Spannweiten und in den verschiedensten Systemen (Fachwerk mit paralleler Gurtung, Schwedler-, Parabelträger etc.) ausgeführten neueren Brücken als Ordinaten für die zugehörigen Spannweiten $l$ als Abscissen aufgetragen, woraus einestheils die grosse Verschiedenheit dieser Eigengewichte für sonst gleiche Verhältnisse ersichtlich, anderntheils sich aber doch herausstellt, dass die oben angegebene Grösse der Constanten $a$ und $b$ die Resultate etwas klein giebt, und dass die Formel besser mit der Praxis übereinstimmt, wenn etwa

$$a = 450$$
$$b = 33\,, \qquad \text{somit}$$
$$p^{\text{kg}}_{\text{eigbas.}} = 450 + 33\,l$$

genommen wird.

Wenn auch im Folgenden, sofern von zweigleisigen Brücken die Rede, der Oberbau immer als aus zwei getrennten, nebeneinander liegenden, eingleisigen Trägern bestehend gedacht wird, um einfachere Formeln zu erhalten, so soll an dieser Stelle doch eine Anzahl Eigengewichte von zweigleisigen Brückenträgern gegeben werden und sind solche von 23 verschiedenen Brücken auf S. 173 aufgetragen. Auch hier ist die geringe Gesetzmässigkeit dieser Gewichte ersichtlich. Im Mittel lässt sich das Eigengewicht pro laufenden Meter etwa setzen:

$$p^{\text{kg}}_{\text{eigbas.}} = 1800 + 11{,}1\,l + 0{,}44\,l^2.$$

## II. Abschnitt.

## Zwischenpfeiler.

Massive Zwischenpfeiler, die den Oberbau nur zu tragen, nicht aber einem Horizontalschube desselben zu widerstehen haben, könnten principiell nach den Regeln der Festigkeitslehre derart construirt werden, dass aus der gegebenen Last des Oberbaues (+ mobiler Last) und mit der gegebenen

Digitized by Google

ganzen Auflagerbreite die nöthige obere Pfeilerstärke $s$ unter Berücksichtigung der Festigkeit des verwendeten Materiales berechnet und hiermit die obere Pfeilergrundrissform gefunden würde, der man noch die üblichen Vorköpfe stromauf- und -abwärts anhängen könnte. Unter Berücksichtigung des Eigengewichtes des Pfeilermauerwerkes würde man nach abwärts den Pfeilerquerschnitt verstärken, so dass der Pfeiler die Form eines Körpers mit gleicher rückwirkender Festigkeit erhielte. Wäre die Tragfähigkeit des Fundamentbodens kleiner als die des Mauerwerkes, so hätte man den Pfeilerfuss entsprechend zu verbreitern.

Auf diese Weise construirte Pfeiler wären praktisch unbrauchbar; sie wären für Mauerwerksmaterial zu schlank und würden oben nicht genügend Auflagerfläche zur Aufnahme für die Eisenconstruction bieten.

Thatsächlich finden wir bei ausgeführten Bauten die Pfeilerdimensionen bedeutend stärker, als es die Festigkeit allein verlangen würde, ohne dass jedoch eine gewisse Gesetzmässigkeit in der Dimensionirung der Pfeiler erkennbar wäre; nur den selbstverständlichen Grundsatz finden wir im Allgemeinen innegehalten, dass unter sonst gleichen Umständen für grössere Spannweiten auch stärkere Pfeiler gebaut werden; im Uebrigen herrscht aber eine grosse Willkür.

Es macht sich neuerdings die Ansicht geltend, dass man früher im Allgemeinen die Mittelpfeiler zu stark construirt habe.

Wir beschränken uns hier darauf, nur eine der Hauptabmessungen von Mittelpfeilern, nämlich die Basisfläche in Bezug auf verschiedene Spannweiten, abzuleiten. Diese Basisfläche gegeben oder nach den folgenden Regeln bestimmt, kann dann der Pfeileraufbau nach dem Geschmacke des Constructeurs beliebig ausgeführt werden; wir haben nur dafür zu sorgen, dass die Basisfläche des Fundamentes einestheils genügend Raum für die Auflage des Pfeilerschaftes biete, anderntheils dass dieselbe nicht grösser als nöthig sei.

Der Weg, auf dem wir diese Basisflächen bestimmen, wird folgender sein:

Wir leiten die Hauptabmessungen von Pfeilern für verschiedene Spannweiten ab (oder was dasselbe: wir construiren uns solche „Normal"-Pfeiler), indem wir, von oben nach unten fortschreitend, nach rein constructiven Rücksichten:

Pfeilerstärke oben, nach neueren Annahmen,

Pfeilerbreite oben, nach der Breite des Oberbaues

und hiermit, nach Anfügen der Vorköpfe, die obere Pfeilergrundrissform finden.

Für den Pfeilerschaft nehmen wir mittlere Böschungsverhältnisse, für den nöthigen Absatz zwischen Pfeilerfundament und Pfeilerschaft nehmen wir ebenfalls angemessene Grössen an. Die Fundamentmauerung endlich denken wir uns mit verticalen Seitenwänden ohne weitere Absätze, wie dieselbe in der Regel ausgeführt wird. So erhalten wir dann Länge und Breite der Pfeilerbasis und hiermit auch die Basisfläche.

Wir haben uns die Basisform, wie es meistens der Fall, als längliches Rechteck mit halbkreisförmig abgerundeten Enden gedacht; hingegen können diese Enden auch achteckig oder ganz stumpf sein.

Für den Pfeilerschaft haben wir, um für alle Fälle genügend Raum zu erhalten, Vorköpfe in Spitzbogenform angenommen, deswegen, weil diese am meisten Raum beanspruchen. Oft werden diese Vorköpfe halbkreisförmig ausgeführt, auch oft im obern Theile des Pfeilerschaftes ganz weggelassen.

Die auf diese Weise constructiv erhaltenen Basisflächen $F$ werden dann graphisch als Ordinaten für die zu gehörigen Spannweiten $l$ als Abscissen aufgetragen, woraus man dann sofort erkennt, dass man sehr annähernd setzen kann

$$F = m + n\,l,$$

wo $m$ und $n$ Constanten sind.

Wir haben dann ferner die Pfeilerbasisflächen von einer Anzahl ausgeführter neuerer Brücken zusammengestellt, dieselben auch graphisch aufgetragen, und hiernach unsere theoretisch abgeleitete Formel modificirt.

Alsdann untersuchen wir die mit diesen Basisflächen ausgeführten Pfeiler in Bezug auf die Belastungsverhältnisse des Mauerwerkes sowohl als des Fundamentbodens, finden, dass diese die praktisch zulässigen Grenzen nicht überschreiten und sagen somit:

> Aus constructiven Gründen können die Basisflächen von Zwischenpfeilern nicht wohl kleiner gewählt werden, als dieselben unsere Formel ergeben; die Inanspruchnahme der Festigkeit des Mauermateriales und die Belastung des Untergrundes bleiben für mittlere Verhältnisse innerhalb der zulässigen Grenzen; es ist also einestheils auf erreichbare Materialersparniss gesehen worden, anderntheils ist die Festigkeit der Construction eine gesicherte.

Noch wäre die Stabilität der auf diesen Basisflächen aufgeführten Pfeiler nachzuweisen. Diese mittelst Rechnung für Strompfeiler durchzuführen, ist nur mit Zuhilfenahme gewaltsamer und willkürlicher Voraussetzungen hinsichtlich der Schwere, der Geschwindigkeit, der Richtung und der Festigkeit von etwa gegen die Pfeiler treibenden schwimmenden Körpern (Eisschollen, Schiffe etc.) möglich. Solche Rechnungen können wenig Vertrauen erwecken und haben keinen praktischen Werth.

Weil aber unsere Formelwerthe für die Basisflächen (wie die betr. Tabelle und die graphische Darstellung zeigen wird) mit den entsprechenden Flächen von ausgeführten Donau- und Rheinbrückenpfeilern gute Uebereinstimmung zeigen, die Donaubrückenpfeiler aber dem bekannten, alljährlich wiederkehrenden, diesem Strome eigenthümlichen gewaltigen Eisgange, die Rheinbrückenpfeiler am Oberrhein einer hohen Wassergeschwindigkeit (etwa 4 m pro Secunde bei Hochwasser) und ihren Folgen (z. B. Geschiebeführung, oft ungleicher Druck der Kiesbänke gegen die Pfeiler durch einseitige Ablagerung des Kieses etc. etc.) mit Erfolg widerstehen, so können wir die Stabilität von Pfeilern mit nach unserer Formel gerechneter Grundfläche als unter den ungünstigsten Umständen gesichert halten.

### Constructive Bestimmung der Hauptabmessungen von Zwischenpfeilern für verschiedene Spannweiten.

Um den oberen Pfeilergrundriss zu bestimmen, haben wir vor allem die obere Pfeilerstärke $s$ (unter dem Gesimse gemessen) festzusetzen.

Früher waren hierfür folgende Formeln häufig angewandt:

von Becker: $s^m = 0{,}76 + 0{,}017\,h\sqrt[3]{\frac{l}{h}}$,

oder von Meyer: $s^m = 1{,}50 + \frac{l^2}{2000}$, *)

*) Zu erwähnen wäre hier noch Prof. Dr. Fränkel's Formel für die Bestimmung der oberen Pfeilerstärke $s$

$$s = 0{,}26^m + 0{,}061\,l - 0{,}0005\,l^2 + 0{,}0009\,r\,h\,l,$$



Digitized by Google

wobei $l$ die Spannweite der anschliessenden Brückenöffnungen (und zwar, wenn diese ungleich, die der grösseren), $h$ die Höhe des Pfeilerschaftes bedeutet. Hiernach ergiebt sich:

| | für $l$ = | 30 | 50 | 70 | 100 m |
|---|---|---|---|---|---|
| nach Becker, wenn $h$ z. B. = 7 m | $s$ = | 2,40 | 2,70 | 3,00 | 3,30 m, |
| nach Meyer | $s$ = | 1,35 | 2,75 | 3,95 | 6,50 m, |

während man neuerdings für genügend erachtet zu nehmen

$$s = 1{,}80 \quad 2{,}50 \quad 2{,}70 \quad 3{,}00\ \text{m},$$

woraus wir die Formel ableiten können:

$$\left.\begin{array}{l} s = 1 + 0{,}03\,l \quad \text{für} \quad l \leq 50\ \text{m} \\ \text{und} \quad s = 2 + 0{,}01\,l \quad \text{für} \quad l \geq 50\ \text{m} \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (1).$$

Die Breitendimensionen des oberen Pfeilergrundrisses hängen von denen des Oberbaues ab:

Es ist die Entfernung $d$ der Hauptträger von Mitte zu Mitte, wenn die Bahn zwischen den Trägern liegt:

$$d = 4{,}50 \text{ bis } 5{,}00\ \text{m} \quad \ldots \quad (2),$$

wachsend mit $l$.

Die Breite $g$ der Gurtungen für eingleisige Brückenträger erhalten wir aus Tabelle I von ausgeführten Brücken und aus der daneben stehenden graphischen Darstellung der zusammengehörigen Werthe von $g$ und $l$, im Mittel etwa

$$g = 0{,}15 + 0{,}007\,l \quad \ldots \quad (3)$$

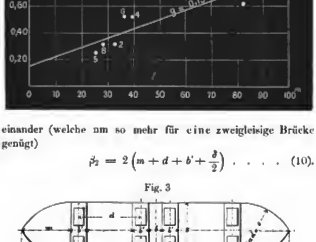
nämlich:

**Gurtungsbreiten eiserner eingleisiger Brückenträger.**

Tabelle I.

| Pos. | Brücke | Spannweite $l$ | Gurtungsbreite $g$ |
|---|---|---|---|
| 1. | Oestr. N.-W.-Bahn, Donaubrücke bei Floridsdorf bei Wien | 83 m | 0,60 m |
| 2. | do. do. | 32 | 0,30 |
| 3. | do. Elbbrücke bei Tetschen | 100 | 0,72 |
| 4. | Donaubrücke bei Rechtenstein . . . | 39 | 0,30 |
| 5. | do. do. . . . | 25 | 0,25 |
| 6. | do. bei Scheer (Würtbg.) | 38 | 0,30 |
| 7. | Brücke über d. holländ. Diep bei Moerdik | 100 | 1,00 |
| 8. | Holst. Marschbahn, Störbrücke b. Itzehoe | 28 | 0,30 |

Graphische Darstellung.




Die gusseisernen Auflagerplatten erhalten nach Winkler eine

$$\text{Länge} \quad a = 0{,}32 + 0{,}007\,l \quad \ldots \quad (4).$$

$$\text{Breite} \quad b = 1{,}3\,g = 1{,}3\,(0{,}15 + 0{,}007\,l) \quad \ldots \quad (5).$$

Den Auflagerquadern kann man entsprechend die Dimensionen geben:

$$a' = 1{,}25\,a \quad \ldots \quad (6),$$

$$b' = 1{,}25\,b \quad \ldots \quad (7).$$

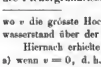
Den Zwischenraum $\delta$ zwischen den Auflagerquadern für zwei eingleisige Brücken neben einander kann man nehmen

$$\delta = 0{,}35 \text{ bis } 0{,}60 \quad \ldots \quad (8),$$

wachsend mit $l$.

(Die auf diese Art bestimmte obere Pfeilerfläche genügt dann nm so mehr zur Aufnahme der Eisenconstruction einer zweigleisigen Brücke.)

Fig. 2



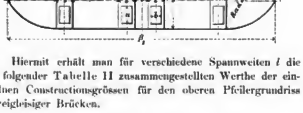
Vorköpfe. Diese in Spitzbogenform nach nebenstehender Skizze angenommen, ergiebt sich

$$m = 0{,}86\,s \quad \ldots \quad (9).$$

Hieraus erhält man endlich die ganze Länge $\beta_2$, Fig. 3, des Pfeilergrundrisses oben, für zwei eingleisige Brücken neben einander (welche um so mehr für eine zweigleisige Brücke genügt)

$$\beta_2 = 2\left(m + d + b' + \frac{\delta}{2}\right) \quad \ldots \quad (10).$$

Fig. 3




Hiermit erhält man für verschiedene Spannweiten $l$ die in folgender Tabelle II zusammengestellten Werthe der einzelnen Constructionsgrössen für den oberen Pfeilergrundriss zweigleisiger Brücken.

Tabelle II.

**Constructionsgrössen für den oberen Pfeilergrundriss zweigleisiger Brücken.**

| Pos. | Spannweite $l$ = | 20 | 40 | 70 | 100 | 150 m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1. | Obere Pfeilerstärke $s$ = | 1,60 | 2,20 | 2,70 | 3,00 | 3,50 m |
| 2. | Abstand der Trägermitten $d$ = | 4,50 | 4,60 | 4,70 | 5,00 | 5,50 m |
| 3. | Gurtungsbreiten $g$ = | 0,29 | 0,43 | 0,64 | 0,85 | 1,20 m |
| 4. | Länge der Auflagerplatten $a$ = | 0,46 | 0,60 | 0,81 | 1,02 | 1,37 m |
| 5. | Breite „ „ „ $b$ = | 0,45 | 0,64 | 0,96 | 1,22 | 1,80 m |
| 6. | Länge der Auflagerquader $a'$ = | 0,58 | 0,75 | 1,00 | 1,27 | 1,71 m |
| 7. | Breite „ „ „ $b'$ = | 0,58 | 0,80 | 1,20 | 1,60 | 2,25 m |
| 8. | Zwischenraum $\delta$ = | 0,35 | 0,45 | 0,60 | 0,60 | 0,60 m |
| 9. | Vorkopflänge $m$ = | 1,35 | 1,89 | 2,32 | 2,58 | 3,01 m |
| 10. | Totallänge $\beta_2$ = | 13,70 | 15,00 | 17,00 | 19,00 | 22,10 m |

---

wo $v$ die grösste Hochwassergeschwindigkeit, $h$ den grössten Hochwasserstand über der Flussohle bezeichnet.

Hiernach erhielte man für verschiedene Spannweiten $l$

a) wenn $v = 0$, d. h. die Pfeiler in ruhendem Wasser ständen

| für $l$ = | 30 | 50 | 70 | 100 m |
|---|---|---|---|---|
| $s$ = | 1,57 | 1,96 | 1,70 | 0,56 m |

b) wenn z. B. $v = 4$ m und $h = 7$ m

$$s = 2{,}12 \quad 3{,}11 \quad 3{,}45 \quad 3{,}04\ \text{m}.$$

Wie man sieht, ergiebt diese complicirte Formel keine praktisch brauchbaren Werthe, da die obere Pfeilerstärke $s$ wieder abnimmt, wenn die Spannweite $l$ über eine gewisse Grenze hinaus (nämlich über $l = 52{,}5 + 0{,}775\,v\,h$) wächst.

Digitized by Google

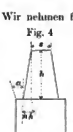
Dem Pfeilerschafte geben wir eine Böschung $nh$ von etwa 0,025 $h$. Hiermit erhält man

bei $h = 5^m$ $\quad nh = 0{,}125^m$,

„ $h = 10^m$ $\quad nh = 0{,}250^m$.

Wir nehmen für mittlere Verhältnisse genügend gross

Fig. 4



$$nh = 0{,}25^m \text{ constant} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

Den Absatz $a$ zwischen Fundamentmauerwerk und Pfeilerschaft kann man wählen zu

$$a = 0{,}40 \text{ bis } 0{,}60 \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

wachsend mit $l$.

Sodann erhalten wir für den unteren Pfeilergrundriss die

totale Stärke $S = s + 2(a + nh)$ (13),

„ Breite $B_2 = \beta_2 + 2(a + nh)$ (14),

und wenn wir den unteren Pfeilergrundriss an den Enden halbkreisförmig abgerundet denken, so ergiebt sich schliesslich die Basisfläche $F_2$

$$F_2 = S(B_2 - S) + \frac{\pi S^2}{4} \quad . \quad . \quad (15).$$

Hiernach erhalten wir für verschiedene Spannweiten $l$ in Tabelle III die Ausmasse des Pfeilergrundrisses an der Basis für zweigleisige Pfeiler.

Tabelle III.

**Constructionsgrössen für die Pfeilerbasis zweigleisiger Brücken.**

| Pos. | Spannweite $l =$ | 20 | 40 | 70 | 100 | 150 m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 11. | Böschung $nh =$ | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 m |
| 12. | Absatz $a =$ | 0,40 | 0,45 | 0,50 | 0,55 | 0,60 m |
| 13. | Untere Pfeilerstärke $S =$ | 2,90 | 3,80 | 4,30 | 4,60 | 5,30 m |
| 14. | „ „ breite $B_2 =$ | 14,50 | 16,40 | 18,50 | 20,60 | 23,80 m |
| | Verhältniss $\frac{B_2}{S}$ . . . | 5 | 4,3 | 4,4 | 4,5 | 4,6 |
| | Mittel $\frac{B_2}{S}$ etwa . . . | — | — | 4,5 | — | — |
| 15. | Basisfläche $F_2 =$ | 40,3 | 56 | 74 | 91 | 113 qm |

Bei den Pfeilern eingleisiger Brücken ändern sich nur die Breitendimensionen, während die Pfeilerstärken dieselben bleiben. Wir nehmen auch hier denselben Anzug des Pfeilerschaftes und dieselbe Grösse des Mauerwerkabsatzes bei Oberkante des Fundamentmauerwerkes und erhalten hiernach für eingleisige Pfeiler:

für den oberen Pfeilergrundriss

totale Breite $\beta_1 = d + b' + 2m$ . . (16)

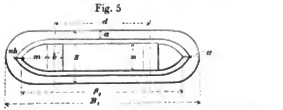
für die Pfeilerbasis

totale Breite $B_1 = \beta_1 + 2(a + nh)$ . . (17)

($s$ und $S$ bleiben dieselben wie für zweigleisige Brücken) und hiermit endlich die Basisfläche $F_1$ für eingleisige Brücken

$$F_1 = S(B_1 - S) + \frac{\pi S^2}{4} \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Fig. 5



Die Zusammenstellung dieser Werthe für verschiedene Spannweiten $l$ giebt Tabelle IV.

Tabelle IV.

**Constructionsgrössen für die Pfeiler eingleisiger Brücken.**

| Pos. | Spannweite $l =$ | 20 | 40 | 70 | 100 | 150 m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Obere Pfeilerstärke $s =$ | 1,60 | 2,20 | 2,70 | 3,00 | 3,50 m |
| 16. | „ „ breite $\beta_1 =$ | 7,80 | 9,20 | 10,50 | 11,80 | 13,80 m |
| | Untere Pfeilerstärke $S =$ | 2,90 | 3,80 | 4,40 | 4,60 | 5,20 m |
| 17. | „ „ breite $B_1 =$ | 9,10 | 10,60 | 12,00 | 13,40 | 15,50 m |
| | Verhältniss $\frac{B_1}{S} =$ | 3,1 | 2,9 | 2,9 | 2,9 | 3,0 |
| | Mittel von $\frac{B_1}{S} =$ | — | — | 2,8 | — | — |
| 18. | Basisfläche $F_1 =$ | 25 | 35 | 47 | 57 | 75 qm |

Nachdem wir so auf constructivem Wege und mittelst Rechnung die Basisflächen $F$ für ein- und zweigleisige Brückenpfeiler bestimmt haben, geben wir in der Tabelle V die **ausgeführten** Basisflächen etc. von 8 neueren Brücken für 14 verschiedene Spannweiten.

Tabelle V.

**Basisflächen von ausgeführten Brückenpfeilern (1870—1877).**

| Pos. | Brücke | Fundationsart | $l$ | $S$ | $B$ | $\frac{B}{S}$ | $F$ | $H$ | Bemerkungen. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | m | m | m | | qm | m | |
| | a) Eingleisige Brücken. | | | | | | | | |
| 1. | Donaubrücke bei Steyregg . . . | pneumatisch | 26,75 | 3,40 | 8,40 | 2,5 | 27,20 | 21 | |
| 2. | „ „ „ „ . . . | „ | 80,0 | 5,0 | 11,50 | 2,3 | 54,85 | 22 | |
| 3. | Rheinbrücke bei Buchs (Schweiz) | „ | 28,8 | 3,80 | 9,50 | 2,5 | 33,0 | — | |
| 4. | „ „ „ „ „ | „ | 66,7 | 3,80 | 9,50 | 2,5 | 33,0 | — | |
| 5. | Elbebrücke bei Aussig . . . . | „ | 74,2 | 4,50 | 11,00 | 2,5 | 45,15 | 19 | |
| 6. | Störbrücke bei Itzehoe . . . . | Pfahlrost | 29,0 | 3,20 | 8,10 | 2,5 | 25,50 | 8,75 | |
| | | | | | Mittel= | 2,5 | | | |
| | b) Zweigleisige Brücken. | | | | | | | | |
| 7. | Donaubrücke bei Mauthhausen . | pneumatisch | 80,0 | 5,00 | 15,50 | 3,1 | 74,80 | 23 | |
| 8. | „ „ „(Flutbrücke) | „ | 31,0 | 3,40 | 14,28 | 4,0 | 47,22 | 18 | |
| 9. | Donaubrücke bei Nussdorf . . . | „ | 29,71 | 3,10 | 10,40 | 3,4 | 31,83 | 17 | |
| 10. | „ „ „ . . . . | „ | 29,71 | 3,10 | 12,40 | 4,0 | 37,41 | — | |
| 11. | „ „ „ . . . . | „ | 79,49 | 5,00 | 17,60 | 3,5 | 85,22 | 23 | |
| 12. | „ der Nordbahn in Wien | auf Beton | 61,0 | 4,26 | 16,27 | 3,8 | 69,31 | 13 | |
| 13. | „ „ „ „ „ | pneumatisch | 83,50 | 4,74 | 18,02 | 3,8 | 80,60 | 26 | |
| 14. | Rheinbrücke bei Neuenburg (Baden) | „ | 73,0 | 4,50 | 19,0 | 4,2 | 81,14 | 26,1 | |
| | | | | | Mittel= | 3,70 | | | |

Fig. 6

(Fortsetzung folgt.)



Digitized by Google

# Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a/M.

Von **W. Lauter**, Ingenieur in Frankfurt a/M.

(Vorgetragen in der General-Versammlung des Frankfurter Bezirksvereines am 17. December 1879.)

(Hierzu Tafel XII und XIII.)

Am 11. August 1878 wurde das Restaurationsgebäude des Palmengartens zu Frankfurt a/M. durch Brand zerstört und blieb mit Ausnahme der Umfangs- und einiger inneren Mauern so wenig von den Flammen verschont, dass Seitens der Palmengarten-Gesellschaft die Wiederherstellung nach neuen Plänen, und zwar nach dem bei einer diesbezüglich veranlassten engeren Concurrenz mit dem ersten Preise gekrönten Projecte des Architecten Heinrich Theodor Schmidt in Frankfurt a/Main beschlossen wurde.

Nach diesem Projecte war der mit der Ausführung beauftragten Firma Philipp Holzmann & Co. die Aufgabe gestellt, die Decke des grossen Saales, welche früher durch die in ganzer Höhe eingebauten Säulenstellungen der Gallerie unterstützt war, in gewölbter Form frei über den ganzen Raum zu spannen. Durch die Höhe des Saales, die sich bis nahe unter das Dach erstreckt, wurde eine selbständige Construction der Decke ausgeschlossen, und da ausserdem bei bedeutender Spannweite die Constructionshöhe für das Dach sehr beschränkt war, so führte dies zu der auf den Tafeln XII und XIII dargestellten Anordnung eines eisernen Daches mit angehängter Decke, welche sich den gegebenen Formen genau anpasst.

Die wieder benutzten alten Umfassungsmauern sind aus Feldbrandsteinen (Russen) hergestellt und in ihrem oberen Theile nur 56$^{cm}$ stark; es war deshalb geboten, jetzt, wo diese Mauern allein als Stützpunkte für Dach und Decke dienen sollten, den Druck möglichst gleichmässig auf dieselben zu vertheilen. Diese Rücksicht sowie der Umstand, dass zur Aufhängung der Decke möglichst viel feste Punkte zum Anbringen von Hängeeisen wünschenswerth waren, führten zu der engen Bindertheilung von nur 2,66$^{m}$.

Aus der gleichen Absicht, eine gute Vertheilung der Auflagerdrucke zu erreichen, ist die Anwendung von Kipplagern hervorgegangen. Bewegliche (Rollen-) Auflager sind nicht angeordnet, weil die hohen, freistehenden Mauern ohne Schaden zu erleiden die geringe, durch Wärmedifferenz entstehende Seitenverschiebung vertragen können, wie ja überhaupt eine grössere Stabilität des Mauerwerkes durch die Aufbringung des Dachstuhles, der gewissermassen eine Verankerung bildet, erreicht wird.

Das Dach ist auf horizontaler Schalung mit Zinkblech eingedeckt und erhielt eine dem Oberlicht des Saales in der Ausdehnung entsprechende Laterne mit Glaseindeckung auf T-Eisen.

Die zur Befestigung der Schalung erforderlichen Sparren ruhen auf Pfetten aus ungleichschenkligem Winkeleisen und diese direct auf den Hauptbindern resp. Walmträgern.

Die Binder, deren Anordnung sich wie oben schon erwähnt durch die äussere Form des Daches und die innere Form der Decke bestimmt, sind eine Art von Sicheltträgern und geht deren Construction, Dimensionirung und statische Berechnung aus den beigegebenen Zeichnungen deutlich hervor.

Der erforderliche Verticalverband der Binder unter einander ist durch 3 Verticalwände, eine in der Mitte und je eine an der Grenze der Laterne, hergestellt; ausserdem sind die Ecken durch einen Horizontalverband aus Flacheisen in der unteren Fläche der Binder abgesteift.

An den Hauptbindern ist mittelst Flacheisen, welche zwischen die Winkel der unteren Gurtung eingreifen, die Decke befestigt und zwar so, dass dieselbe frei schwebend hängt und mit den Seitenwänden des Saales in gar keiner Verbindung steht.

Der ganze Deckengrund, soweit er nicht durch das Oberlicht unterbrochen ist, wurde mit 2,3$^{cm}$ starken Dielen auf Nuth und Feder verschalt. Diese Verschalung ist an Holzbogen aus doppelten Bohlen befestigt, und zwar liegen diese Holzbogen, wo es die durchgehenden Rippen der Decke erlauben, vor dem Deckengrunde, so dass die Verschalung einfach auf denselben aufruht; wo dieses wegen der Form der Decke nicht möglich ist, liegen sie über dem Deckengrunde und die Verschalung ist von unten dagegen geschraubt.

Für die Hauptrippe ist an den Holzbogen eine Gitterconstruction aus schwachen Bohlen angehängt, auf welche Knaggen aufgesetzt sind, die der Form der Rippen genau entsprechen. Auf diese Knaggen ist eine Verschalung von Spalierlatten genagelt, welche mit Staff — einer aus Packtuch und Gyps bestehenden Masse — überzogen wurde.

Die so vorbereiteten Rippen wurden alsdann mit Gyps beworfen und die Profile mit der Schablone direct gezogen.

In gleicher Weise wie die Hauptquerrippen sind auch die Längsrippen hergestellt. Die reich facettirten Felder zwischen den Rippen sind in einzelnen Stücken gefertigt und dann an der Decke befestigt und zwar so, dass der Körper der einzelnen Facetten zuerst mittelst über besondere Drahtbügel gezogenen Staffs hergestellt, dann in die Gussform eingelegt und nun die Oberfläche angegossen wurde.

An der Decke selbst sind diese Stücke mittelst umgebogener Oesen der eingelegten Drähte auf die Verschalung geschraubt. Auch der eigentliche Deckengrund wurde zum Schlusse auf der Verschalung verrohrt und vergypst.

Durch die Anwendung des Staffs, welcher dem Gyps einen festen Halt in sich giebt, wurde es möglich, mit ganz dünnen, höchstens 1$^{cm}$ starken Gypslagen die weit ausladenden Gesimse und Profilirungen herzustellen und dadurch neben grosser Sicherheit gegen Abfallen einzelner Gypsstücke die gewünschte Leichtigkeit der Decke zu erreichen.

Die Montage der Eisenconstruction wurde am 6. März 1879 begonnen und so gefördert, dass am 1. Mai mit dem Eindecken des Daches und am 15. desselben Monates mit der Stuccaturarbeit begonnen werden konnte. Am 30. Juli war die ganze Decke in Stuck fertig und konnte mit der sehr reich ausgeführten Bemalung derselben vorgegangen werden.

Digitized by Google

# Zur Beurtheilung von Luft- und Gasmaschinen.

Von Professor Dr. **Jacob J. Weyrauch** in Stuttgart.

Durch die von Brauer und Slaby veröffentlichten Versuche an Luft- und Gasmaschinen*) ist das bisher recht dürftige Erfahrungsmaterial zur Beurtheilung von Kleinmotoren ausgiebig bereichert worden. Slaby selbst hat seine Resultate zum Ausgangspunkte einer Theorie geschlossener Luftmaschinen genommen**), welche neben den allgemein üblichen Annahmen eines vollkommen dichten Luftbehälters und gleichen Druckes in allen Theilen desselben nach dem Vorgange Andrer voraussetzt: 1) dass ein plötzlicher Uebergang vom Zustande im heissen Raume $R_1$ zu dem im kalten Raume $R_2$ stattfinde; 2) dass in $R_1$ immer die gleiche Temperatur $t_1$ und in $R_2$ immer die gleiche Temperatur $t_2$ herrsche. Von diesen Annahmen ausgelangt Slaby zu einer Beurtheilung ausgeführter Luftmaschinen nach Schätzung der Temperatur in $R_2$ oder $R_1$ und indem er die bei verschiedenen Pressungen stattfindende Wärmezufuhr für einen constanten Mitteldruck berechnet. Da die Temperatur in jedem der veränderlichen Räume $R_1$, $R_2$ zweifellos nach Zeit und Ort verschieden ist, so würden bei Slaby $t_1$, $t_2$ die mittleren Temperaturen in $R_1$ und $R_2$ für einen ganzen Kreisprocess bedeuten.

Wir wollen die Aufgabe aus etwas anderem Gesichtspunkte lösen. Bei jedem bestimmten Drucke $p$ entspricht dem augenblicklichen Gesammtvolumen der Arbeitsluft vom Gewichte $G$ ein mittleres specifisches Volumen $v = \frac{V}{G}$ und damit nach

$$pv = RT \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

auch eine mittlere Temperatur. Diese variable Mitteltemperatur, ohne sie zu kennen oder zu schätzen, ziehen wir in Betracht und erreichen damit eine Beurtheilung zahlreicher Luft- und Gasmaschinen ohne besondere Theorie und ohne Voranmahmen, nur beachtend, dass für alle in der Zeunerschen Gleichung

$$pv^m = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

bei constantem $m$ und $C$ enthaltenen Curvengesetze die specifische Wärme ebenfalls constant

$$\frac{dQ}{dt} = c = \frac{m-k}{m-1} c_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

ist, worin $k = \frac{c_p}{c_v}$ das Verhältniss der specifischen Wärmen bei constantem Druck und constantem Volumen bedeutet. Jedes Indicatordiagramm, so genau es überhaupt theoretisch fassbar ist, lässt sich aus einer Anzahl Curven der Gesetze (2) zusammensetzen, worin auch Uebergänge bei constantem Drucke ($m = 0$), constantem Volumen ($m = \infty$), constanter Temperatur ($m = 1$) und ohne Wärmezu- und Abfuhr ($m = k$) enthalten sind. Für atmosphärische Luft gelten bekanntlich $c_p = 0.23751$, $c_v = 0.16844$, $k = 1.41$***).

*) E. Brauer und Dr. A. Slaby, Versuche über Leistung und Brennmaterialverbrauch von Kleinmotoren, Heft I mit 14 Taf., Berlin, Springer, 1879.

**) Dr. A. Slaby, Beitr. z. Theorie geschloss. Luftmaschinen. Verh. d. Ver. z. Beförd. d. Gewerbefleisses 1878, S. 375—409.

***) In den Formeln von Zeuner und Grashof für geschlossene Luftmaschinen wird auch ein einheitlicher Zustand der Arbeitsluft berücksichtigt, der Kreisprocess aber von vornherein aus 4 Uebergängen von zweierlei Art zusammengesetzt gedacht. Die verwandten Theorien von G. Schmidt und Slaby entstanden aus dem Bedürfnisse, sich dem Kreisprocesse der ausgeführten Luftmaschinen mehr zu nähern.

Unter dem Wirkungsgrade des Systems $\eta_i$ einer thermodynamischen Maschine beliebiger Art versteht man nach der von Zeuner begründeten Anschauung und Grashof's Bezeichnung das Verhältniss der indicirten Arbeit zu der zwischen den angenommenen Grenztemperaturen $T_1$, $T$ mit der zugeführten Wärmemenge $Q_1$ überhaupt erreichbaren oder disponiblen Arbeit

$$L_d = \frac{Q_1}{AT_1}(T_1 - T) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Jemehr sich $\eta_i$ der Einheit nähert, um so vollkommener ist der Kreisprocess in der Maschine eingerichtet.

Der indicirte Wirkungsgrad $\eta_i$, das Verhältniss der gebremsten Nutzarbeit zur indicirten Arbeit, giebt an, wieviel von der wirklichen (indicirten) Arbeit der Arbeitsflüssigkeit nach Ueberwindung der Widerstände in der Maschine zur Benutzung übrig bleibt. Der mechanische Wirkungsgrad $\eta = \eta_i \eta_r$ ist der Quotient aus Nutzarbeit und disponibler Arbeit. In wirthschaftlicher Beziehung ist von wesentlicher Bedeutung die nöthige Wärmezufuhr pro Stunde und Nutzpferdestärke, manchmal auch die nöthige Wärmeentziehung. Der Quotient aus wirklicher Wärmezufuhr im Kreisprocesse und Heizwerth des verbrauchten Brennmateriales giebt den Wirkungsgrad der Feuerung und Wärmezufuhr $\eta_f$ und das Verhältniss der vom Kühlwasser entführten Wärme zur ganzen Wärmeentziehung lässt im Vereine mit anderen Resultaten auf Wärmeleitung, Wärmestrahlung, Wärmeabgang mit den Verlusten an Arbeitsflüssigkeit und mit den Heizgasen schliessen. So können nach allen Richtungen Vergleiche angestellt, Mängel beurtheilt und Verbesserungen angestrebt werden*).

Um den Wirkungsgrad $\eta_i$ des Systems der Maschine zu ermitteln, braucht man ausser den jederzeit bekannten Werthen des Kolbenquerschnittes $F$ und des Kolbenschubes $s$ nur ein Indicatordiagramm und das Gesammtvolumen $V$ der Arbeitsluft für irgend eine Stellung des Arbeitskolbens. Alles Weitere ergiebt sich aus den gewöhnlichen Versuchsresultaten in der an den folgenden Beispielen gezeigten einfachen Weise. Uebrigens ist, wenn $V_0$ das kleinste Volumen der Arbeitsluft bedeutet in dem Augenblicke, in dem die Kurbel des Arbeitskolbens den Winkelweg $\varphi$ vom innersten todten Punkte aus zurückgelegt hat,

$$V = V_0 + \frac{1 - \cos\varphi}{2} F \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und also durch das Volumen für eine Kurbelstellung dasselbe für alle Stellungen bestimmt. Umgekehrt kann man mittelst (5) aus dem Volumen auf die entsprechende Kurbel- und Kolbenstellung schliessen.

Die Beurtheilung der Maschine kann sich auf die Art der Wärmeausnutzung im Allgemeinen oder auf Ausprobiren der vortheilhaftesten Gangart beziehen. Im ersteren Falle wird man für den als normal angenommenen Gang ein mittleres Diagramm, im letzteren Falle Diagramme für verschiedene Gangarten zu berücksichtigen haben.

*) $\eta_i$ wird vielfach allein bestimmt und als Wirkungsgrad schlechtweg bezeichnet; Manche beurtheilen noch immer das Güteverhältniss des Kreisprocesses nicht nach $\eta_i$, sondern, wie es vor Hirn und Zeuner üblich war, nach dem Werthe $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$, worin $Q_2$ die im Kreisprocesse entzogene Wärme; $\eta_f$ entspricht dem Grashof'schen Werthe $(1 - w)\eta_1 \eta_2$.

Digitized by Google

### Beispiel 1. Lehmann'sche Maschine.

Für eine ausgeführte als 4pferdig bezeichnete Lehmann'sche Heissluftmaschine ergaben Messungen von Brauer und Slaby*):

Durchm. des Arbeitskolbens 0,086, Hub desselben $s = 0{,}360^{m}$,
kleinstes Volumen der gesammten Arbeitsluft $V_0 = 0{,}096\,F$;
ferner für einen Gang der Maschine, welcher das in Fig. 1 punktirte Indicatordiagramm zur Folge hatte,

Anzahl der Kolbenschübe oder Kreisprocesse $n = 79$,
mittlere Höhe des Indicatordiagrammes . . $p_i = 7220^{kg}$,
gebremster Nutzeffect . . . . . $E = 6{,}18$ Pfdst.,
Kohlenverbrauch pro Stunde und Nutzpferd ca. $4^{kg}$,
Kühlwasserverbrauch pro „ „ „ ca. $180^{kg}$,

wobei sich die Temperatur des Kühlwassers um $\tau = 34°$ erhöhte und der Kohle ein Heizwerth $H = 6000$ Calorien pro kg zugeschrieben wurde.

Anstatt des punktirten Diagrammes in Fig. 1 wurde das ausgezogene der Beurtheilung zu Grunde gelegt. Dasselbe besteht aus 6 Uebergängen, von welchen $T_0\mathfrak{T}_0\,T_1$ und $T_2$, $\mathfrak{T}_2$, $T$ direct angenommen sind. Damit dann auch $T\,T_2$ und $T_1\,T_2$ unter die Form (2) fallen, sind die Exponenten $m$, $m_1$ für diese Curven so bestimmt, dass**)

$$p\,v^{m} = p_0 v_0^{m} \qquad \left(\frac{0{,}510}{0{,}326}\right)^{m} = \frac{1{,}475}{0{,}940}$$

$$p_2 v_2^{m_1} = p_1 v_1^{m_1} \qquad \left(\frac{0{,}636}{0{,}490}\right)^{m_1} = \frac{2{,}040}{1{,}125}$$

$$m = \frac{\log 1{,}475 - \log 0{,}940}{\log 0{,}510 - \log 0{,}326} = 1{,}7808,$$

$$m_1 = \frac{\log 2{,}040 - \log 1{,}125}{\log 0{,}636 - \log 0{,}490} = 2{,}0400.$$

Die Uebergänge verhalten damit wie in Fig. 1 ausgezogen und es sind nach (3) die specifischen Wärmen auf denselben

$$c = \frac{1{,}7808 - 1{,}41}{1{,}7808 - 1} 0{,}16844 = 0{,}0800,$$

$$c_1 = \frac{2{,}0400 - 1{,}41}{2{,}0400 - 1} 0{,}16844 = 0{,}1020.$$

Für die Temperaturen in den Hauptzuständen hat man nach (1)

$$\frac{T_0}{T} = \frac{p_0 v_0}{p r} = \frac{1{,}475 \,.\, 0{,}326}{0{,}94 \,.\, 0{,}31} = 1{,}2164,$$

$$\frac{\mathfrak{T}_0}{T} = \frac{p_1 v_1}{p r} = \frac{2{,}040 \,.\, 0{,}326}{0{,}94 \,.\, 0{,}31} = 1{,}6051,$$

$$\frac{T_1}{T} = \frac{p_1 v_1}{p r} = \frac{2{,}040 \,.\, 0{,}490}{0{,}94 \,.\, 0{,}31} = \mathbf{2{,}0851},$$

$$\frac{T_2}{T} = \frac{p_2 v_2}{p r} = \frac{1{,}125 \,.\, 0{,}636}{0{,}94 \,.\, 0{,}31} = 1{,}5394,$$

$$\frac{\mathfrak{T}_2}{T} = \frac{p r_2}{p r} = \frac{0{,}636}{0{,}51} = 1{,}2863.$$

Da hiernach die Temperatur auf $T$, $T_0$, $T_1$ wächst und auf $T_1$, $T_2$, $T$ abnimmt, die specifische Wärme aber auf allen Uebergängen positiv ist, so folgt aus

$$d\,Q = c\,d\,T,$$

dass auf ersterem Wege Wärmezufuhr, auf letzterem Wärmeentziehung stattfindet, nämlich pro Kreisprocess und kg bezw.

$$Q_1 = c\,(T_0 - T) + c_v\,(\mathfrak{T}_0 - T_0) + c_p\,(T_1 - \mathfrak{T}_0),$$

$$Q_2 = c_1\,(T_1 - T_2) + c_v\,(T_2 - \mathfrak{T}_2) + c_p\,(\mathfrak{T}_2 - T);$$

$$Q_1 = 0{,}0800\,(1{,}2164 - 1)\,T + 0{,}1684\,(1{,}6051 - 1{,}2164)\,T + 0{,}2375\,(2{,}0851 - 1{,}6051)\,T = \mathbf{0{,}1911}\,T,$$

$$Q_2 = 0{,}1020\,(2{,}0851 - 1{,}5394)\,T + 0{,}1684\,(1{,}5394 - 1{,}2863)\,T + 0{,}2375\,(1{,}2863 - 1)\,T = 0{,}1643\,T.$$

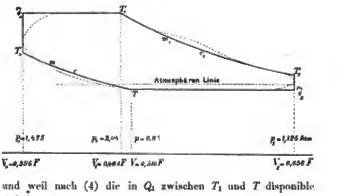
*) Brauer u. Slaby, a. a. O. S. 12—13 und Taf. VI, Diagr. 5. Slaby, a. a. O. S. 393.

**) Es ist natürlich nicht nöthig, die $m$ aus den Anfangs- und Endwerthen von $p$, $v$ zu bestimmen, man kann sie aus denjenigen Werthen ableiten, bei welchen am meisten Gewicht auf möglichsten Anschluss an die wirklichen Curven gelegt wird.

Aus diesen Werthen folgt die indicirte Arbeit pro Kreisprocess und kg

$$L_i = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = 424 \,.\, 0{,}0666\,T = \mathbf{11{,}3432}\,T$$

Fig. 1




und weil nach (4) die in $Q_1$ zwischen $T_1$ und $T$ disponible Arbeit

$$L_d = \frac{424 \,.\, 0{,}1911}{2{,}0851}\,(2{,}0851 - 1)\,T = 42{,}1660\,T,$$

so ist der Wirkungsgrad des Systemes der Maschine für den beobachteten Gang

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_d} = \mathbf{0{,}2695},$$

während nach der früheren Auffassung

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 0{,}1402$$

das Güteverhältniss wäre.

Die indicirte Arbeit der ganzen Arbeitsluft pro Kolbenschub betrug

$$G\,L_i = p_i F_s = 7220 \,.\, 0{,}34^{2}\,\pi \,.\, 0{,}36 = 681{,}7^{mk},$$

also der indicirte Effect

$$E_i = \frac{n}{60 \,.\, 75}\,G\,L_i = \frac{79 \,.\, 681{,}7}{60 \,.\, 75} = 11{,}97 \text{ Pfdst.},$$

der indicirte Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{E}{E_i} = \frac{6{,}18}{11{,}97} = \mathbf{0{,}5163}$$

und der mechanische Wirkungsgrad, das Verhältniss der Nutzarbeit zur disponiblen Arbeit,

$$\eta = \frac{E}{E_d} = \eta_i\,\eta_v = \mathbf{0{,}1391}.$$

Gewicht der ganzen Arbeitsluft

$$G = \frac{G\,L_i}{L_i} = \frac{681{,}7}{11{,}3432\,T} = \frac{59{,}992}{T} = \frac{11{,}461}{Q_1},$$

Wärmeverbrauch für dieselbe pro Kreisprocess

$$G\,Q_1 = 11{,}461 \text{ Cal.},$$

nöthige Wärmezufuhr und Wärmeentziehung pro Stunde

$$Q_1^{h} = 60\,n\,G\,Q_1 = 60 \,.\, 79 \,.\, 11{,}461 = 54\,342 \text{ Cal.},$$

$$Q_2^{h} = \frac{Q_2}{Q_1}\,Q_1^{h} = \frac{1643}{1911} \,.\, 54342 = 46720 \text{ Cal.},$$

pro Stunde und indicirte Pferdestärke

$$\frac{Q_1^{h}}{E_i} = 4540, \qquad \frac{Q_2^{h}}{E_i} = 3903 \text{ Cal.},$$

pro Stunde und Nutzpferdestärke

$$\frac{Q_1^{h}}{E} = \mathbf{8793}, \qquad \frac{Q_2^{h}}{E} = \mathbf{7560} \text{ Cal.}$$

Wenn der ganze Wärmeinhalt des Brennmateriales der Arbeitsluft zugeführt und im Kreisprocesse Verwendung finden

Digitized by Google

könnte, und wenn das Kühlwasser allein die Wärmeabfuhr im Kreisprocesse besorgte, würden pro Stunde und Nutzpferdestärke nöthig sein:

an Brennmaterial bei einem Heizeffect $H = 6000$ Cal.

$$\frac{Q_1{}^h}{EH} = \frac{8793}{6000} = 1{,}465^{kg}$$

und an Kühlwasser bei einer Erwärmung um $\tau = 34°$

$$\frac{Q_2{}^h}{E\tau} = \frac{7560}{34} = 222{,}4^{kg}.$$

Da aber in Wirklichkeit unter gleichen Umständen ca. $4^{kg}$ Kohlen gebraucht wurden, so war der Wirkungsgrad der Feuerung und Wärmezufuhr

$$\eta_f = \frac{1{,}465}{4} = 0{,}37$$

und da nur $180^l$ Wasser nöthig waren, so entführten diese

$$\frac{180}{222{,}4} = 0{,}81$$

des im Kreisprocesse entzogenen Wärmequantums, die übrigen 19 pCt., sowie die aus dem Brennmaterial entwickelte, aber im Kreisprocesse unverwendet gebliebene Wärme gingen durch Leitung, Strahlung, Luftverluste und mit den Heizgasen von dannen.

Bei der Lehmann'schen Maschine ist die Arbeitsluft für eine gewisse Kolbenstellung fast vollständig im heissen Raume $R_1$, für eine andere fast vollständig im kalten Raume $R_2$. Wenn man also mit Schmidt und Slaby die Temperaturen in diesen Räumen constant setzen wollte, würde bei uns $T_1$ um etwas kleiner als die Temperatur in $R_1$, $T$ um etwas grösser als diejenige in $R_2$ sein. Mit Rücksicht auf die Annahmen der genannten Autoren würden wir dann etwa $T = 400°$ setzen können, wonach auch die übrigen Temperaturen, sowie $Q_1$, $Q_2$, $L_i$, $L_d$, $G$ in Zahlen ausdrückbar wären, was jedoch praktisch werthlos ist. Da mit $T = 400°$ die höchste Mitteltemperatur $T_1 = 2{,}081 \cdot 400 = 835°$, $t_1 = 562°$ wäre, so würde die Temperatur im heissen Raume auf 580—600° C. höchstens zu schätzen sein, während Slaby für die hier beurtheilte Maschine doch wohl etwas hoch 950° erhält.

### Beispiel 2. Stehende Luftmaschine von Stenberg.

Für eine als $^1/_2$pferdig bezeichnete Luftmaschine mit stehendem Cylinder von Stenberg fanden Brauer und Slaby*):

Durchm. des Arbeitskolbens $0{,}361$, Hub desselben $s = 0{,}140^m$,
kleinstes Volumen der ganzen Arbeitsluft $V_0 = 0{,}156\ F$;
ferner für den Gang der Maschine, welcher
das in Fig. 2 punktirte Indicatordiagramm
zur Folge hatte,
Anzahl der Kolbenschübe oder Kreisprocesse $n = 124$,
mittlere Höhe des Indicatordiagrammes . . $p_i = 4700^{kg}$,
gebremster Nutzeffect . . . . . $E = 0{,}69$ Pfdst.,
Kühlwasserverbrauch pro Stunde und Nutzpferd $= 207{,}4^{kg}$,
wobei sich das Kühlwasser um $\tau = 28{,}75°$ erwärmte.

An Stelle des genauen Indicatordiagrammes wurde das in Fig. 2 ausgezogene der Beurtheilung zu Grunde gelegt und dabei ganz wie in Beispiel 1 bestimmt

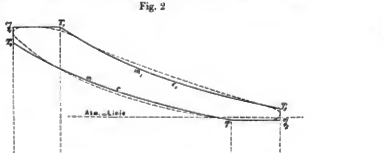
$$m = 1{,}3563\ , \qquad m_1 = 1{,}3926\ ,$$
$$c = -0{,}0265\ , \qquad c_1 = -0{,}0070\ ,$$
$$T_0 = 1{,}9435\ T\ ,$$
$$\mathfrak{T}_0 = 1{,}3560\ T\ ,$$
$$T_1 = 1{,}5646\ T\ ,$$
$$T_2 = 1{,}2965\ T\ ,$$
$$\mathfrak{T}_2 = 1{,}0963\ T.$$

*) Brauer u. Slaby a. a. O. S. 14—15 und Taf. VII, Diagr. 3, Slaby a. a. O. S. 400.

Hiernach ist $dT$ auf $TT_0T_1$ positiv, auf $T_1T_2T$ negativ, dagegen $dQ = cdT$ auf $T_0T_1T_2$ positiv, auf $T_2TT_0$ negativ, wir erhalten Wärmezufuhr und Wärmeentziehung pro Kreisprocess und Kilogramm

$$Q_1 = c_v(\mathfrak{T}_0 - T_0) + c_p(T_1 - \mathfrak{T}_0) + c_1(T_1 - T_1) = 0{,}6708\ T,$$
$$Q_2 = c_v(\mathfrak{T}_2 - T_2) + c_p(\mathfrak{T}_2 - T) + c\ (T - T_0) = 0{,}6013\ T.$$

Fig. 2.




Weiter ergeben sich nun genau wie in Beispiel 1 die indicirte und disponible Arbeit pro Kreisprocess und Kilogramm

$$L_i = 4{,}6280\ T\ , \qquad L_d = 10{,}8325\ T\ ,$$

der Wirkungsgrad des Systems und das Verhältniss der in (indicirte) Arbeit verwandelten Wärme zur zugeführten Wärme

$$\eta_i = 0{,}3718\ , \qquad \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 0{,}1342\ ,$$

die indicirte Arbeit pro Kolbenschub und der indicirte Effect

$$GL_i = 35{,}304^{mk}\ , \qquad E_i = 0{,}970\ \text{Pfdst.}\ ,$$

der indicirte Wirkungsgrad und mechanische Wirkungsgrad

$$\eta_i = 0{,}7133\ , \qquad \eta = 0{,}2652\ ,$$

Gewicht der ganzen Arbeitsluft und Wärmezufuhr pro Kreisprocess für dieselbe

$$G = \frac{8{,}7393}{T}\ , \qquad GQ_1 = 6{,}138\ \text{Cal.}\ ,$$

nöthige Wärmezufuhr und Wärmeentziehung für die Kreisprocesse pro Stunde

$$Q_1{}^h = 4604\ , \qquad Q_2{}^h = 3986\ \text{Cal.}\ ,$$

pro Stunde und indicirte Pferdestärke

$$\frac{Q_1{}^h}{E_i} = 4746\ , \qquad \frac{Q_2{}^h}{E_i} = 4109\ \text{Cal.}\ ,$$

pro Stunde und Nutzpferdestärke

$$\frac{Q_1{}^h}{E} = 6672\ , \qquad \frac{Q_2{}^h}{E} = 5777\ \text{Cal.}$$

Kohlenverbrauch und Kühlwasserbrauch, wenn der ganze Wärmeinhalt der Kohle als $Q_1$ in die Kreisprocesse einträte und das Kühlwasser allein und lediglich die in den Kreisprocessen nöthige Wärmeabfuhr besorgte, mit $H = 6000$ und $\tau = 28{,}75$, pro Stunde und Nutzpferdestärke

$$\frac{Q_1{}^h}{EH} = 1{,}112\ , \qquad \frac{Q_2{}^h}{E\tau} = 200{,}94^{kg}.$$

Der Kohlenverbrauch wurde nicht gemessen; nehmen wir jedoch den Wirkungsgrad der Feuerung wie in Beispiel 1 zu $0{,}35$, so ist pro Stunde und Nutzpferd zu erwarten

$$\frac{Q_1{}^h}{EH\eta_f} = 3{,}2^{kg}\ ,$$

während bei der Lehmann'schen Maschine $4^{kg}$ nöthig waren. Das Kühlwasser hat hier

$$\frac{207{,}42}{200{,}94} = 1{,}03$$

mal so viel Wärme aufgenommen als in den Kreisprocessen überhaupt zu entführen war. Dies deutet darauf hin, dass dem

Digitized by Google

Kühlwasser ein grösseres Quantum in Kreisprocessen nicht verwendeter Wärme zuging, was bei der stehenden Anordnung der Maschine, infolge deren die Wärme vom Feuertopfe aus nach dem oben liegenden Kühlwasserraume strebt, nicht Wunder nehmen kann. Der Fall tritt bei Gasmaschinen in sehr erhöhtem Maasse ein.

### Beispiel 3. Otto's neuer Motor.

Für einen als 2pferdig bezeichneten neuen Otto'schen Gasmotor ergaben Versuche von Brauer und Slaby*):

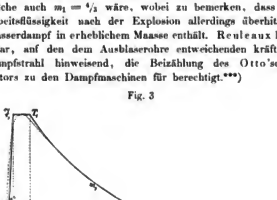
| | |
|---|---|
| Durchm. des Kolbens | $0{,}16^m$, ganzer Hub desselben $s = 0{,}38^m$, |
| kleinstes Volumen der Arbeitsluft und Volumen der zurückbleibenden Verbrennungsproducte**) . . . . . | $V_0 = \frac{1}{3} Fs = 0{,}187\ F$; |
| ferner für den Gang der Maschine, dem das in Fig. 3 punktirte Indicatordiagramm entspracht, | |
| Anzahl der Explosionen pro Minute . . . | $n = 85{,}7$, |
| mittlere Höhe des Indicatordiagrammes . . | $p_i = 38300^{kg}$, |
| gebremster Nutzeffect . . . . . | $E = 2{,}275$ Pfdst., |
| Gasverbrauch pro Stunde für Ladungen und Zündflamme . . . . . | $= 2.3\ ^{cbm}$. |

Wir legen der Beurtheilung das in Fig. 3 ausgezogene Diagramm zu Grunde und erhalten mit den dort eingeschriebenen Bezeichnungen, ganz wie in Beispiel 1 vorgehend,

$$m = 1{,}066\,, \qquad m_0 = -30{,}630\,,$$
$$m_1 = 1{,}333\,, \qquad m_2 = 29{,}466\,.$$

Die Expansionscurve fällt also hier fast genau mit der adiabatischen Curve des überhitzten Wasserdampfes zusammen, für welche auch $m_1 = 4/3$ wäre, wobei zu bemerken, dass die Arbeitsflüssigkeit nach der Explosion allerdings überhitzten Wasserdampf in erheblichem Maasse enthält. Reuleaux hielt sogar, auf den dem Ausblasrohre entweichenden kräftigen Dampfstrahl hinweisend, die Beizählung des Otto'schen Motors zu den Dampfmaschinen für berechtigt.***)

Fig. 3




Die indicirte Arbeit der ganzen Arbeitsflüssigkeit beträgt pro Explosion

$$G L_i = p_i F s = 165{,}0^{mk},$$

also der indicirte Effect

$$E_i = \frac{n}{60.75} G L_i = 3{,}144 \text{ Pferdest.}$$

und der indicirte Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{E}{E_i} = 0{,}724.$$

Für die weitere Berechnung sind nöthig die Werthe von $k$, $c_v$ auf den verschiedenen Uebergängen, sowie für gleiche $p$, $v$ das Verhältniss $\varepsilon = \frac{T}{\mathfrak{T}} = \frac{R}{R_1}$ der Dichtigkeiten vor und nach der Explosion. Leider sind diese Erfahrungswerthe speciell für Otto's neuen Motor, bei welchem ein Theil der Verbrennungsproducte mit als Arbeitsflüssigkeit dient, nicht bestimmt. Mit Rücksicht auf die von Grashof für Lenoir'sche und Hugon'sche Gasmaschinen gegebenen Werthe*) und weil beim Otto'schen Motor auf je $1^{cbm}$ Leuchtgas etwa $9—11^{cbm}$ atmosphärische Luft eingeführt werden, glauben wir setzen zu können:

$\varepsilon = 1{,}015$; auf $T T_0$ $k = 1{,}40$ $c_v = 0{,}17$ $c_p = 0{,}238$,
„ $\mathfrak{T}_1 T$ $k = 1{,}38$ $c_v = 0{,}19$ $c_p = 0{,}262$,
also im Mittel „ $T_0 \mathfrak{T}_1$ $k = 1{,}39$ $c_v = 0{,}18$ $c_p = 0{,}250$.

Um kleine Differenzen wird man streiten können, wir legen kein Gewicht darauf, der in den Formeln ausgedrückte allgemeine Gang der Beurtheilung bleibt davon unberührt.

Es ergeben sich die Temperaturen in den Hauptzuständen allgemein und für unseren Fall mit $\varepsilon = 1{,}015$

$$\frac{T_0}{T} = \frac{p_0 v_0}{p v} = 1{,}062\,,$$
$$\frac{\mathfrak{T}_0}{T} = \varepsilon \frac{p_1 v_1}{p v} = 3{,}472\,,$$
$$\frac{T_1}{T} = \varepsilon \frac{p_1 v_1}{p v} = 3{,}759\,,$$
$$\frac{T_2}{T} = \varepsilon^2 \frac{p_2 v_2}{p v} = 2{,}917.$$

Die specifischen Wärmen auf den verschiedenen Uebergängen folgen aus der allgemeinen Gleichung (3) mit unseren $m$, $k$, $c_v$

$$c = -0{,}660\,, \qquad c_0 = 0{,}182\,,$$
$$c_1 = -0{,}097\,, \qquad c_2 = 0{,}187\,.$$

Da also $dT$ auf $T T_0 T_1$ positiv und auf $T_1 T_2 T$ negativ ist, so folgt aus $dQ = c\,dT$ mit Rücksicht auf die Vorzeichen der $c$, dass die Wärmezufuhr auf $T_0 T_1 T_2$, die Wärmeentziehung auf $T_2 T T_0$ stattfindet, während $T$ die niederste, $T_1$ die höchste Temperatur ist. Dies wird beim Otto'schen Motor in allen Fällen zutreffen. Wir erhalten also allgemein und für unseren Fall die Wärmezufuhr und Wärmeentziehung pro Kreisprocess und Kilogramm

$$Q_1 = c_0 (\mathfrak{T}_1 - T_0) + c_p (T_1 - \mathfrak{T}_1) - c_1 (T_1 - T_2) = 0{,}537\ T,$$
$$Q_2 = c_2 (T_2 - T) \qquad - c (T_0 - T) = 0{,}312\ T.$$

Von $Q_2$ werden jedoch nur

$$- c (T_0 - T) = 0{,}053\ T$$

auf $T T_0$ (Compressionsperiode) durch Kühlwasser, Leitung und Strahlung entzogen, die übrigen

$$c_2 (T_2 - T) = 0{,}259\ T$$

gehen auf $T_2 T$ (Reductionsperiode) mit den ausgestossenen Verbrennungsproducten davon.

Weiter erhalten wir nun wieder ganz wie in Beispiel 1 die indicirte und disponible Arbeit pro Kreisprocess und Kilogramm Arbeitsflüssigkeit

$$L_i = 95{,}40\ T, \qquad L_d = 167{,}12\ T,$$

*) Brauer u. Slaby a. a. O. S. 26—27 und Taf. XIV, Diagr. 7.

**) Diese Angabe verdanke ich freundlicher Mittheilung der Gasmotorenfabrik Deutz.

***) Reuleaux in den Sitzungsber. d. Vereines f. d. Beförd. d. Gewerbefleisses, 1878, S. 54.

*) Grashof, Resultate der mechanischen Wärmetheorie. 1870. S. 103.

Digitized by Google

den Wirkungsgrad des Systemes der Maschine und den mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_s = 0{,}570, \qquad \eta_t = 0{,}413,$$

das Gewicht der Arbeitsflüssigkeit auf $T T_0 T_1 T_2$ (bis zu Beginn des Ausstosses) und die Wärmezufuhr im Kreisprocesse für dieselbe

$$G = \frac{1{,}730}{T}, \qquad G\,Q_1 = 0{,}979 \text{ Cal.},$$

die ganze Wärmezufuhr und den ganzen Wärmeabgang in den Kreisprocessen

$$Q_1^{\,h} = 4777, \qquad Q_2^{\,h} = 2775 \text{ Cal.}$$

Von $Q_2^{\,h}$ werden auf $T T_0$

$$Q_2^{\,k} = -\frac{c}{Q_2}(T_0 - T)\,Q_2^{\,h} = \frac{0{,}033}{0{,}319} \cdot 2775 = 471 \text{ Cal.}$$

durch Kühlwasser, Leitung und Strahlung entführt, der grösste Theil

$$Q_2^{\,r} = \frac{c_2}{Q_2}(T_2 - T)\,Q_2^{\,h} = \frac{0{,}319}{0{,}319} \cdot 2775 = 2304 \text{ Cal.}$$

geht auf $T_2 T$ mit den Verbrennungsproducten ab. Die Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr für die Kreisprocesse beträgt pro Stunde und indicirte Pferdestärke

$$\frac{Q_1^{\,h}}{E_i} = 1519, \qquad \frac{Q_2^{\,h}}{E_i} = 883 \text{ Cal.}$$

und pro Stunde und Nutzpferdestärke

$$\frac{Q_1^{\,h}}{E} = 2100, \qquad \frac{Q_2^{\,h}}{E} = 1220 \text{ Cal.}$$

Könnte der ganze Wärmeinhalt des in den Cylinder geführten Leuchtgases in den Kreisprocessen Verwendung finden, so würden, wenn der Heizwerth von $1^{cbm}$ eingesogenen Gases zu $H = 5600$ Cal. gerechnet wird, pro Stunde und Nutzpferdestärke nöthig sein

$$\frac{Q_1^{\,h}}{E\,H} = 0{,}375^{cbm}.$$

Da aber unter Abrechnung von $0{,}05^{cbm}$ für die Entzündungsflamme pro Stunde und Nutzpferdestärke gebraucht wurden

$$\frac{I'^{\,h}}{E} = \frac{2{,}3 - 0{,}05}{2{,}975} = 0{,}376,$$

so haben wir den Wirkungsgrad der Feuerung und Wärmezufuhr

$$\eta_f = \frac{Q_1^{\,h}}{H I'^{\,h}} = \frac{0{,}375}{0{,}576} = 0{,}884,$$

es kommen nur $88{,}4\,\%$ vom Heizwerthe des eingeführten Leuchtgases in den Kreisprocessen zur Verwendung.

Die ganze durch Kühlwasser, Leitung und Strahlung aber nicht mit den ausgestossenen Verbrennungsproducten entzogene Wärmemenge beträgt nun pro Stunde

$$Q_2^{\,k} + H I'^{\,h} - Q_1^{\,h} = 471 + 5600 \cdot 2{,}32 - 4777 = 8126,$$

oder pro Stunde und Nutzpferd $\frac{8126}{2{,}375} = 3572$ d. i. $\frac{3572}{471} = 7{,}58$ mal so viel als in den Kreisprocessen auf gleiche Art zu entziehen war. Pro Stunde und Cubikmeter eingesogenen Leuchtgases beträgt die genannte Wärmeentziehung

$$H - \frac{Q_1^{\,h} - Q_2^{\,k}}{I'^{\,h}} = 3660 \text{ Cal.}$$

und wenn man etwa $\frac{1}{3}$ dieses Betrages auf Abgang durch Leitung und Strahlung rechnet, so bliebe vom Kühlwasser allein zu entziehen 2500 Cal. pro Stunde und Cubikmeter Leuchtgas. — Der Kühlwasserverbrauch wurde nicht gemessen.

Unsere Wärmebilanz stellt sich nun für die Stunde wie folgt:

| | |
|---|---|
| Wärmewerth des eingesogenen Leuchtgases $H I'^{\,h}$ . . . . . = | 12432 Cal., |
| in indicirte Arbeit verwandelt $Q_1^{\,h} - Q_2^{\,h}$ = | 2002, |
| durch Kühlwasser, Leitung und Strahlung ab $Q_2^{\,k} + H I'^{\,h} - Q_1^{\,h}$ . . . = | 8126, |
| mit den Verbrennungsproducten davon $Q_2^{\,r}$ = | 2304, |
| | 12432 12432. |

Da der Gasverbrauch pro Explosion

$$\frac{I'^{\,h}}{60\,n} = 0{,}0043^{cbm} = 0{,}0280\,F,$$

das eingesogene Gemenge von Gas und Luft aber

$$F_0 = 0{,}280\,F$$

betrug, so findet sich die Lufteinfuhr $a$ pro Cubikmeter eingeführten Leuchtgases aus

$$\frac{a+1}{1} = \frac{0{,}280}{0{,}028} = 10$$

$$a = 9^{cbm}$$

und weil auf je $F\,a^{cbm}$ eingeführten Gemenges $^2/_3\,F\,a^{cbm}$ Verbrennungsproducte zurückbleiben, so haben wir die zurückbleibenden Verbrennungsproducte pro Cubikmeter Leuchtgas

$$b = \tfrac{2}{3}(a+1) = \tfrac{20}{3}{}^{cbm}.$$

Will man in üblicher Weise die Temperatur des eingesogenen Gemenges zu etwa $15^0$ C. annehmen, so muss wegen der zurückgebliebenen Verbrennungsproducte und der Einwirkung der heissen Wände die absolute Temperatur zu Beginn des Kreisprocesses doch höher wie $288^0$ gesetzt werden und $T = 300^0$ dürfte nicht zu hoch erscheinen. Alsdann aber würde die höchste Temperatur in unserer Maschine

$$T_1 = 3{,}39\,T = 1128^0, \qquad t_1 = 855^0$$

betragen haben, während $T_1$ bei atmosphärischen Gasmaschinen nach bisherigen Annahmen gut den doppelten Werth erreichen und auch bei Lenoir'schen Maschinen bedeutend höher sein soll.

**Zusammenstellung der wichtigsten Resultate.**

| Maschine von | Nutzarbeit in Pfdst. $E$ | Indicirte Arbeit in Pfdst. $E_i$ | Indicirter Wirkungsgrad $\eta_i$ | Wirkungsgrad des Systems $\eta_s$ | Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_t$ | Wirkungsgrad der Feuerung $\eta_f$ | Wärmezufuhr pr. Std. u. Pfdst. $Q_1^{\,h} : E$ | Brennmaterial pr. Std. u. Pfdst. (vgl. Beisp.). | Temperaturverhältniss $T_1 : T$ | Annähernd höchste Temperatur in der Maschine |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Lehmann, 4pferdig . . . | 6,18 | 11,97 | 0,516 | 0,370 | 0,139 | 0,366 | 8790 | $4^{kg}$ K. | 2,685 | 590 |
| Stenberg, $\frac{1}{2}$ „ . . . | 0,69 | 0,970 | 0,713 | 0,373 | 0,265 | — | 6670 | — | 1,563 | 380 |
| Otto, 2 „ . . . | 2,375 | 3,144 | 0,756 | 0,570 | 0,413 | 0,904 | 2100 | $1^{cbm}$ G. | 3,759 | 860 |

Wenn auch bei Vergleichung von Maschinen so verschiedener Stärken mit Vorsicht zu verfahren ist, so scheint doch schon aus der hier gegebenen erstmaligen Beurtheilung des neuen Otto'schen Motors hervorzugehen, dass derselbe hinsichtlich der Wärmeausnutzung als aussergewöhnlich vortheilhaft bezeichnet werden darf. Von der mit der zugeführten Wärmemenge $Q_1^{\,h}$ zwischen den vorhandenen Grenztemperaturen $T_1$, $T$ nach den Naturgesetzen überhaupt erreichbaren Arbeit wurden in unserem Falle 57 pCt. als indicirte Arbeit wirklich geleistet und blieben nach Ueberwindung der Widerstände in der Maschine über 41 pCt. zu nützlicher Verwendung übrig. Von dem Heizwerthe des eingeführten Brennmaterials sind $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}\,\eta_f = 16{,}1$ pCt. in indicirte und $16{,}1\,\eta_t = 11{,}7$ pCt. in Nutzarbeit verwandelt worden. Natürlich sind die Spannungen im Otto'schen Motor bedeutend grösser als in den betrachteten Luftmaschinen (Fig. 1—3).



Digitized by Google

# Die Heizversuchsstation in München.

Von Professor Dr. **E. Voit** in München.

(Vorgetragen in der General-Versammlung des Bayerischen Bezirksvereines, am 7. December 1879.)

(Schluss von Seite 151.)

Um den erst erwähnten Wärmeverlust auch bei im Betriebe befindlichen Dampfkesseln zu ermitteln, hatte der Vorstand eines grösseren industriellen Etablissements die Güte, eine Reihe von Beobachtungen an seinen Kesselanlagen zur Ausführung zu bringen. Es wurde das an einem Tage in einem Kessel verheizte Brennmaterial und die an dem gleichen Tage abfallende Asche und Schlacke durch Wägung bestimmt und davon Durchschnittsproben an die Heizversuchsstation abgegeben, um eine Analyse derselben auszuführen. Die Resultate dieser Beobachtungen sind in der folgenden **Tabelle II** zusammengestellt.

**Tabelle II.**

| Heerd-Anlage | Brennmaterial. Bezeichnung | Brennmaterial. Verbrauch pro Tag kg | Rückstände. Asche Menge kg | Rückstände. Asche Verbrennliches kg | Rückstände. Schlacke Menge kg | Rückstände. Schlacke Verbrennliches kg | Menge der Rückstände in Procent der rohen Kohle | Wärmeverlust durch d. Heerd-rückstände in Procent der totalen Heizwärme |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ten-Brink-Feuerung | Nürschauer Pechstückkohle | 875 | 43 | 12,7 | 49 | 2,0 | 15,1 | 2,2 |
| Henzel-Rost | Mantauer Kohle | 775 | 65 | 27,6 | 45 | 1,6 | 14,2 | 4,4 |
| do. | do. | 2325 | 185 | 78,4 | 125 | 5,0 | 13,3 | 4,2 |
| Mörth'scher Rost | Ruhrkohle (Königin Elisabeth) | 800 | 39 | 6,6 | 19 | 0,8 | 7,3 | 0,8 |
| do. | Nürschauer Pechstückkohle | 987 | 54 | 10,8 | 42,5 | 1,7 | 8,8 | 1,3 |
| do. | Saarkohle (Heinitz Dechen) | 950 | 30,5 | 7,6 | 30 | 1,2 | 6,3 | 1,1 |
| do. | Nürschauer Pechstückkohle | 875 | 56,5 | 11,3 | 32,5 | 1,3 | 10,1 | 1,4 |
| do. | Ruhrkohle (Königin Elisabeth) | 862,5 | 25 | 4,2 | 26 | 1,0 | 6,0 | 0,7 |

Die Zahlen dieser Tabelle sind wol für sich so verständlich, und die zu ziehenden Folgerungen so einfach, dass eine Besprechung derselben hier unnöthig sein wird. Ferner aber ist es wol einleuchtend, dass durch eine Reihe ähnlicher Beobachtungen festgestellt wird, welcher Wärmeverlust bei einer bestimmten Rost-Anlage und einem bestimmten Brennmateriale in der Praxis unvermeidlich ist, und welcher in einem speciellen Falle auf Kosten einer schlechten Bedienung gerechnet werden muss. Es werden somit solche Untersuchungen ein einfaches und wirksames Mittel zur Controlle von einem Theile des Heizergeschäftes abgeben.

Der Wärmeverlust durch Rauchgase wurde von Dr. Bunte an den im Betriebe befindlichen Kesseln eines anderen Etablissements ausgemittelt; die Feuerungen waren mit Mehlschen Rosten versehen und mit Miesbacher Grieskohle geheizt. Die Analyse der Rauchgase zeigte, dass die Verbrennung ähnlich der in unserem Heizversuche No. 49 mit Miesbacher Kohle sich herausstellte, in welchem aber keineswegs das Maximum des practischen Heizwerthes für Miesbacher Kohle erreicht war.

In der **Tabelle III** sind enthalten die procentische Wärmevertheilung für Miesbacher Kohle in unserem Heizversuche No. 49, in dem Versuche am Fabrikkessel, sowie in dem Heizversuche für günstigste Verbrennung, und zwar mit Einschluss und Ausschluss des Verlustes durch den Aschenfall.

**Tabelle III.**

| Vertheilung der totalen Wärme. | Heizversuch No. 49. pCt. | Versuch in den Fabrik-Kesseln. pCt. | Heizversuch für Maximalleistung. pCt. |
|---|---|---|---|
| 1. Verbrennliches in der Asche | 8,1 | 1,7 | 10,5 |
| 2. Verbrennliches in den Rauchgasen | 2,1 | 2,2 | 8,6 |
| 3. Latente Wärme in den Rauchgasen | 7,5 | 7,0 | 6,7 |
| 4. Fühlbare Wärme in den Rauchgasen | 20,6 | 27,4 | 9,3 |
| 5. Von der Anlage aufgenommen | 61,7 | 61,7 | 64,9 |
| | 100,0 | 100,0 | 100,0 |

| Vertheilung der Wärme über dem Rost. | Heizversuch No. 49. pCt. | Versuch in den Fabrik-Kesseln. pCt. | Heizversuch für Maximalleistung. pCt. |
|---|---|---|---|
| 1. Verbrennliches in den Rauchgasen | 2,3 | 2,2 | 9,7 |
| 2. Latente Wärme in den Rauchgasen | 8,1 | 7,1 | 7,4 |
| 3. Fühlbare Wärme in den Rauchgasen | 22,4 | 27,9 | 10,4 |
| 4. Von der Anlage aufgenommen | 67,2 | 62,8 | 72,5 |
| | 100,0 | 100,0 | 100,0 |

Auch zu diesen Beobachtungen, welche Dr. Bunte veröffentlichen und einer eingehenderen Besprechung unterziehen wird, bemerke ich nur, dass sie erkennen lassen, die Verbrennung sei in der gedachten Anlage noch keineswegs so günstig als möglich, sondern dass Hoffnung besteht, durch eine geringere, dem Brennmaterial zugeleitete Luftmenge, etwa wie in dem letzten Versuche der Tabelle, noch einen immerhin bemerkenswerthen Gewinn zu erzielen.

Digitized by Google

Es kann endlich ausser den ebengenannten Wärmeverlusten auch noch die zur Dampfbildung verwandte Wärme etwa durch Messen des verdampften Wassers ermittelt und damit die Bedeutung der Beobachtungen beträchtlich erhöht werden. Mit Zuhilfenahme des theoretischen Heizwerthes der verheizten Kohle könnte sodann auch der durch Strahlung und Leitung eintretende Wärmeverlust bestimmt, also die ganze Anlage vollkommen controllirt werden.

Wir hoffen, dass uns später Gelegenheit gegeben sein wird, solche ausgedehntere Versuche in grösserer Zahl vorzunehmen und damit die Verwerthung unserer Heizversuche klar zu legen.

Durch die vorausgehenden Betrachtungen glaube ich gezeigt zu haben, dass Untersuchungen der genannten Art an bestehenden Anlagen für die Besitzer nicht unwesentliche materielle Vortheile bringen können; ich möchte aber gleichzeitig aussprechen, dass man nicht, wie es von manchen Erfindern neuer Rostconstructionen geschieht, für jede Kesselanlage einen um 20 pCt. höheren Nutzeffect versprechen kann, denn solche Ersparungen lassen sich eben nur an schlechten Anlagen machen. Ich glaube aber dennoch, dass noch eine gute Zahl von Feuerungsanlagen in ihrem Effecte mit Hilfe der geschilderten Beobachtungen erheblich gesteigert werden können.

Wenn es mir gelungen ist, Sie davon zu überzeugen, der Versuchsapparat, wie er in München erbaut ist, sei dazu tauglich, den practischen Heizwerth der Brennmaterialien ermitteln zu lassen, — es sei ferner mit Hilfe dieser Beobachtungen möglich, durch chemische Untersuchung von Durchschnittsproben der Brennmaterial-Lieferungen den practischen Heizwerth derselben anzugeben, und endlich, — man könne sodann durch verhältnissmässig einfache Beobachtungen an bestehenden Anlagen ihre Leistung controlliren, event. verbessern, so ist der Zweck meines Vortrages vollkommen erfüllt, und es bleibt mir nur übrig, im Interesse der Heizversuchsstation, sowie in dem der Entwicklung unserer Industrie eine rege Theilnahme von Seiten unserer Industriellen an den Arbeiten unserer Heizversuchsstation zu wünschen.

---

Auf Wunsch der Redaction hat der Verfasser zur Ergänzung des vorausgehenden Vortrages nachstehend die in einer Reihe von Berichten im Bayerischen Industrie- und Gewerbeblatt ausführlich beschriebenen Versuchsapparate und Beobachtungsmethoden der Heizversuchsstation München in Kürze zusammengestellt.

Im Jahre 1877 hat der polytechnische Verein in München die Anregung zur Errichtung einer Versuchsstation für Prüfung von Brennmaterialien hinsichtlich ihres theoretischen und practischen Heizwerthes gegeben. Durch die thatkräftige Unterstützung von Behörden und Privaten war es möglich, mit Beginn des Jahres 1879 einen zu Heizversuchen dienenden Apparat fertig zu stellen und mit der Ausführung von Beobachtungen zu beginnen.

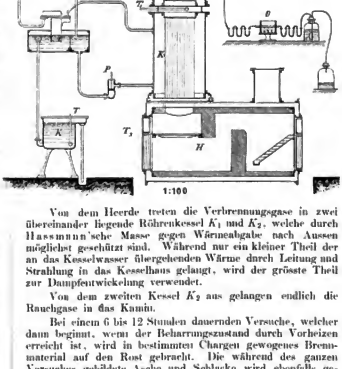
Der Versuchsapparat sollte dazu dienen, einestheils den gesammten, in einem Brennmaterial enthaltenen Wärmevorrath zu bestimmen, andererntheils auch die Vertheilung der Gesammtwärme in einzelne Posten zu ermöglichen, so wie es zur Beurtheilung der practischen Verwerthung des Brennmaterials erforderlich schien.

Die totale, in einem Brennmaterial enthaltene Wärmemenge wird sich nämlich in einer Feuerungsanlage nach folgendem Schema vertheilen:

1) Zur Entwickelung gekommene Wärme, und zwar:
   *a.* nutzbar: in Dampf und warmen Wasser;
   *b.* verloren: *α.* durch Leitung u. Strahlung der Anlage, *β.* durch die Rauchgase als fühlbare Wärme.
2) Nicht zur Entwickelung gelangte Wärme:
   *a.* in den Heerdrückständen,
   *b.* in den unvollständig verbrannten Bestandtheilen der Rauchgase.

Wie es möglich ist, mit der in der Heizversuchsstation bestehenden Anlage alle eben genannten Wärmemengen auszumitteln, soll mit Hilfe der untenstehenden, dem Bayer. Industrie- und Gewerbeblatt entnommenen Skizze gezeigt werden.

Der Feuerheerd *H* ist wie ersichtlich für verschiedene Roste eingerichtet und kann sowol für eine kurzflammige wie langflammige Feuerung zur Verwendung kommen. Die Trockenmauerung des Heerdes ist von einem Blechkasten mit doppelter Wandung umhüllt, der Zwischenraum von Wasser durchflossen, und die Aussenwand durch einen Holzmantel gegen Abkühlung geschützt. Es dringt nun die in dem Heerde durch die Verbrennung entwickelte Wärme zum Theil durch das Mauerwerk und wird sowol von dem einhüllenden Wasser zurückgehalten, wie auch durch Strahlung und Leitung an das Kesselhaus abgegeben.




Von dem Heerde treten die Verbrennungsgase in zwei übereinander liegende Röhrenkessel $K_1$ und $K_2$, welche durch Hassmann'sche Masse gegen Wärmeabgabe nach Aussen möglichst geschützt sind. Während nur ein kleiner Theil der an das Kesselwasser übergehenden Wärme durch Leitung und Strahlung in das Kesselhaus gelangt, wird der grösste Theil zur Dampfentwickelung verwendet.

Von dem zweiten Kessel $K_2$ aus gelangen endlich die Rauchgase in das Kamin.

Bei einem 6 bis 12 Stunden dauernden Versuche, welcher dann beginnt, wenn der Beharrungszustand durch Vorheizen erreicht ist, wird in bestimmten Chargen gewogenes Brennmaterial auf den Rost gebracht. Die während des ganzen Versuches gebildete Asche und Schlacke wird ebenfalls gewogen und darin das Verbrennliche bestimmt. Man findet hierdurch, welchen Aschengehalt das verheizte Brennmaterial hatte, und durch die Differenz in den Gewichten das Gewicht des thatsächlich zur Verbrennung gekommenen Heizmaterials.

Zuerst geben nun die Verbrennungsproducte Wärme an den Heerd ab. Die im umhüllenden Wasser verbleibende Wärme wird dadurch ausgemittelt, dass man die Menge des zufliessenden Wassers, sowie seine Temperaturerhöhung bestimmt. Es fliesst nämlich das Wasser aus einem hochstehenden, immer bis zu einem Ueberlauf gefüllten Reservoir durch eine am Boden befindliche Oeffnung. Die auf diese Weise constant gehaltene Ausflussmenge (für die Stunde etwa gleich $Q$) ist durch mehrmals wiederholte Versuche festgestellt, so dass es nur noch nothwendig ist, die beim Eintritt und Austritt des Wassers herrschenden Temperaturen $t$ und



Digitized by Google

$t_1$ abzulesen; denn es ist klar, dass die in einer Stunde von dem Wasser in Heerde aufgenommene Wärme sein muss:

$$W = Q(t - t_1).$$

Durch mehrere Abkühlungsversuche wird ein für allemal die vom Heerde durch Strahlung und Leitung an das Kesselhaus abgegebene Wärme gemessen. Man heizt nämlich durch den Dampf einer Locomobile das im Heerde befindliche Wasser $Q'$ auf eine etwas höhere Temperatur vor, als es bei einem Heizversuche gewöhnlich besitzt. Zur Mischung des Wassers wird es mit Hilfe einer Pumpe in Circulation gebracht und nun die etwa in einer Stunde eintretende Temperaturabnahme $t' - t_1'$ des Wassers beobachtet; es muss dann die in einer Stunde nach Aussen abgegebene Wärme gleich sein:

$$W' = Q'(t' - t_1').*)$$

Die totale vom Heerde in einer Stunde aufgenommene Wärme ist somit:

$$W_1 = W + W'.$$

In ähnlicher Weise ermittelt man die Gesammtwärme, welche von den Verbrennungsgasen in den beiden Kesseln abgegeben wird. Da die Bestimmungsmethode für beide Kessel identisch ist, genügt die Beschreibung der Beobachtungen für den einen derselben.

Aus zwei hochstehenden, immer bis zum Ueberlauf gefüllten Reservoiren $R$ und $R_1$ fliesst durch im Boden angebrachte Oeffnungen Wasser in ein darunter befindliches zweitheiliges Gefäss $C$. Die Menge dieses in einer Stunde ausfliessenden Wassers $Q_1$ ist durch Ausflussversuche ein für allemal bestimmt. Das in der kleineren Abtheilung von $C$ befindliche Wasser läuft theils in die grössere Abtheilung über, theils wird es von einer Pumpe $P$ in den Kessel befördert, nimmt dort Wärme auf, verwandelt sich in Dampf und kehrt als solcher durch die Rohrleitung $L$ in die grössere Abtheilung von $C$ zurück, um hier wieder zu Wasser condensirt zu werden; damit ist in $C$ wieder die ganze Wassermasse $Q_1$ vereinigt, besitzt aber nun eine höhere Temperatur $t_2$ als in den Reservoiren, wo sie $t_1$ war. Die vom Kesselwasser aufgenommene Wärme ist somit:

$$W_2 = Q_1(t_2 - t_1).$$

Es wird kaum der Erwähnung bedürfen, dass durch die angeführte Bestimmungsmethode der Fehler vermieden wird, den man dann begehen kann, wenn man aus der Menge des verdampften Wassers die zur Verdampfung nothwendige Wärme rechnet, ohne zu wissen, ob der Dampf trocken ist, oder nicht.

Durch einen Abkühlungsversuch wird auch die von dem Kessel durch Strahlung und Leitung an das Kesselhaus abgegebene Wärme erhalten. Es wird mit der schon erwähnten Locomobile der Kessel angeheizt und der Dampfdruck etwas über den Werth gesteigert, den er bei den Heizversuchen besitzt. Bestimmt man nun mit Hilfe eines genauen Manometers die Druckabnahme in einer Stunde, rechnet hieraus die Temperaturabnahme $t_2' - t_1'$, und hat man ferner durch Wägung die im Kessel befindliche Menge Dampf und Wasser gleich $Q_1'$ gefunden, so ist

$$W_2' = Q_1'(t_2' - t_1')**)$$

und die gesammte von den Verbrennungsgasen im ersten Kessel verlorene Wärme gleich:

$$W_3 = W_2 + W_2'.$$

Für den zweiten Kessel ist, wie schon hervorgehoben, die Bestimmung eine vollkommen identische. Man erhält somit durch Addition der drei gefundenen Werthe die Wärmemenge, welche die Verbrennungsgase auf ihrem Wege vom Rost bis zum Austritt aus dem zweiten Kessel verloren haben.

Es bleibt noch zu bestimmen, welche Wärme in den Rauchgasen enthalten ist; einestheils ist dieselbe fühlbar, andererseits noch unentwickelt in den unvollständig verbrannten Bestandtheilen.

Die in einer Stunde ins Kamin entweichende fühlbare Wärme kann berechnet werden, wenn man die Differenz $t_4 - t_5$ der Temperaturen der aus dem Kessel austretenden Rauchgase und des Kesselhauses mit Quecksilberthermometern $T_4$ und $T_5$ ermittelt und die in einer Stunde nach dem Schornstein ziehende Menge $Q_4$ der Rauchgase, sowie ihre specifische Wärme $s$ kennt. Dann ist:

$$W_4 = Q_4 s (t_4 - t_5).$$

Die Menge der Rauchgase wird durch eine auch sonst in gleicher Weise benutzte chemische Analyse bestimmt, durch welche dann gleichzeitig die Menge des Verbrennlichen erhalten wird, das noch mit den Rauchgasen entweicht. Zu dem Ende saugt man während der ganzen Versuchsperiode einen Theil der Rauchgase mittelst eines etwa 20 Liter fassenden Aspirators $A$ durch eine Reihe von Absorptionsröhren, und untersucht sie dadurch auf ihre chemische Zusammensetzung. Den Rauchgasen wird zunächst Kohlensäure und Wasser durch Absorption in gewogenen Röhren entnommen, sie passiren sodann ein zum Glühen erhitztes, mit Kupferoxyd gefülltes Rohr $O$, in welchem die noch unverbrannten Gase zur vollständigen Verbrennung gelangen. Die hierdurch gewonnenen Verbrennungsproducte, Kohlensäure und Wasser, werden abermals absorbirt, und der Rest der Rauchgase, aus Stickstoff und der überschüssigen Luft bestehend, wird in der Flasche $A$ gesammelt. Durch diese Untersuchung erfährt man das Verhältniss des unverbrannten Antheils der Kohle zu dem vollständig verbrannten. Man findet ferner, welches Gewicht an Kohlenstoff in einem bestimmten Volumen der Rauchgase enthalten ist, und kann hieraus in einfacher Weise die Luftmenge berechnen, welche zur Verbrennung der Kohle zugeführt wurde, beziehungsweise welches Volumen von Rauchgasen pro Kilogramm Kohle in den Schornstein entweicht.

Die Summe aller Wärmemengen liefert den totalen Heizwerth der Brennmaterialien, und ist es selbstverständlich, dass dieser für ein bestimmtes Brennmaterial unter den verschiedensten Verbrennungsbedingungen immer gleich gefunden werden muss, daher also eine sehr sichere Controlle für die Richtigkeit der Betrachtungen abgiebt.

Es braucht auch kaum daran erinnert zu werden, dass die getrennten Bestimmungen der einzelnen Wärmemengen für die Beurtheilung des Einflusses verschiedener Verbrennungsbedingungen von der höchsten Bedeutung sind.

In dem Vorausgehenden wurden absichtlich Einzelnheiten, welche die Uebersichtlichkeit erschweren könnten, vollkommen weggelassen, weshalb für Diejenigen, welche ein grösseres Interesse an den Heizversuchen nehmen, nochmals auf die ausführlichen Veröffentlichungen im Bayerischen Industrie- und Gewerbeblatt verwiesen werden soll. Es sind die einleitenden Schritte und Vorstudien im Jahrgange 1878, S. 2—5, 54—60, 69—77, 108—123 und 213—225; die Details der Versuchsapparate im Jahrgange 1878, S. 161—170; die Bestimmung der Constanten des Apparates aber im Jahrgange 1879, S. 408—430, und endlich eine Reihe der durch die Heizversuche gewonnenen Resultate in dem Jahrgange 1879, S. 117—311, 241—249 und 321—363 eingehend veröffentlicht.

*) Der Einfachheit in der Darstellung wegen sind bei dieser Betrachtung die weiteren umhüllenden Körper mit Ausnahme des Wassers vernachlässigt.

**) Auch hier ist die gleiche Vernachlässigung in der Betrachtung gemacht wie oben, indem die anderen umhüllenden Massen ausser Wasser nicht berücksichtigt sind.

# Ueber Ammoniaksoda-Fabrikation.

Von **Louis Kaemmerer**, Chemiker, in Mannheim.

(Vorgetragen in der Versammlung des Mannheimer Bezirksvereines deutscher Ingenieure, am 6. November 1879.)

M. H.! Wenn in einem so wichtigen Industriezweige, wie in dem der Soda-Industrie Neuerungen eingeführt werden, welche eine vollständige Aenderung der bisherigen Fabrikationsart hervorrufen sollen, dürfte es doch interessant sein, auch in unserem Kreise dieser Sache etwas näher zu treten, und die Ammoniaksoda-Fabrikation einer Betrachtung zu unterziehen.

Digitized by Google

Für diejenigen Herren, welche mit der chemischen Literatur nicht vertraut sind, möchte ich einen kurzen Rückblick auf die Entwickelungsgeschichte der Ammoniaksoda-Fabrikation vorausschicken.

## Entwickelungsgeschichte der Ammoniaksoda-Fabrikation.

Die Ammoniaksoda-Fabrikation ist nicht neu, insofern als schon vor 40 Jahren in England von Dyar & J. Hemming (1838) auf die damals schon bekannte Reaction zwischen Kochsalz und doppeltkohlensaurem Natron ein Patent zur Herstellung von Soda genommen worden ist*).

Kurz nach dieser Zeit wurden in Deutschland und Oesterreich Versuche behufs Einführung der neuen Methode gemacht; so z. B. in der Kuhnheim'schen Fabrik in Berlin, und bei E. Seybel in Liesing (Wien)**).

Auch in Frankreich, namentlich aber in England, wurden von dieser Zeit an viele Patente auf das neue Verfahren genommen. Doch blieben die in Grossen erzielten Resultate allgemein hinter den Erwartungen zurück, und die neue Methode verbreitete sich damals deshalb nicht. Da der Schwerpunkt bei dem neuen Verfahren mehr in dem mechanischen Theile ruht, als wie in dem chemischen Vorgange, welcher einfach genannt werden muss, so kann man wol annehmen, dass die früheren mangelhaften Einrichtungen zum grössten Theile mit die Schuld waren, dass man negative Resultate erzielte.

Es haben sich mit der Einführung des Ammoniaksoda-Processes die bedeutendsten chemischen Practiker befasst, ohne jedoch zufriedenstellende Erfolge erzielt zu haben, so z. B. Muspratt & Gossage in England, Th. Schlössing (im Verein mit Rolland) in Frankreich.

Muspratt sen., welcher seiner Zeit in England den Leblanc-Soda-Process eingeführt, soll 1850 bedeutende Summen verausgabt haben, um in seiner Sodafabrik in Newston (Lancashire) das Ammoniak-Verfahren einzuführen***).

Schlössing & Rolland endlich arbeiteten in ihrer Versuchsfabrik in Puteaux bei Paris in der Zeit von 1855—1857 und sollen während dieser Zeit 300000 Ztr Soda nach dem Ammoniak-Verfahren producirt haben†).

Die Fabrik ging wieder ein, aus Gründen, welche von verschiedenen Seiten anders angegeben sind. So soll es z. B. einmal die zu hohe Salzsteuer gewesen sein, welche ein lucratives Geschäft nicht erlaubte, das andere mal soll die mangelhafte Einrichtung die Ursache der schlechten Erfolge gewesen sein.

Wenn man bedenkt, dass man zu damaliger Zeit die maschinellen Einrichtungen und Apparate in solcher Vollkommenheit, wie man selbige heute zur Verfügung hat, nicht hatte, so lässt sich eine für die neue Fabrikationsmethode unrationelle Einrichtung für die damalige Zeit leicht annehmen und als Ursache der schlechten Resultate hinstellen.

Schlössing & Rolland haben später die in ihrer Fabrik gemachten Erfahrungen ausführlich in uneigennütziger Weise veröffentlicht*), und dürfte dieses vielleicht die Basis abgegeben haben, auf welcher Andere weiter gearbeitet und die Methode vervollkommnet haben. Die Verdienste beider Herren um die Ammoniaksoda-Fabrikation sind auch vielfach anerkannt worden**).

Auch in Deutschland, Oesterreich, Ungarn und Russland sind Versuche gemacht worden, die neue Fabrikationsmethode einzuführen, aber ebenfalls mit negativen Erfolgen. Es sind sogar mit grossen Kosten eingerichtete und in Betrieb gesetzte Fabriken wieder eingestellt worden.

M. H.! Sie werden mir erlassen, hierauf näher einzugehen. Thatsache ist, dass bis auf die neueste Zeit z. B. in Deutschland nur eine Fabrik ist, welche seit Jahren Soda nach dem Ammoniak-Verfahren herstellt; ich meine diejenige von M. Honigmann in Grevenberg bei Aachen, welcher Herr sich namentlich auch die Einführung der Ammoniaksoda-Fabrikation in Deutschland verdient gemacht hat. Ebenso Moritz Gerstenhöfer in Freiberg in Sachsen.

Eine der hervorragendsten Autoritäten in der Ammoniaksoda-Fabrikation, E. Solvay in Couillet bei Brüssel, nahm sein erstes Patent im Jahre 1863***) und hat sich die Ammoniaksoda-Fabrikation seit dieser Zeit, namentlich aber in den letzten 5 Jahren, zu beachtenswerther Höhe empor gerungen†). Man sagt deshalb auch vielfach Solvay-Process statt Ammoniaksoda-Process, sogar Solvay-Soda statt Ammoniaksoda. Es muss aber anerkannt werden, dass Solvay sein Verfahren, namentlich aber seine Apparate, bis jetzt so vervollkommnet hat, dass seine Fabrikations-Einrichtungen und sein Verfahren als mustergiltig dastehen, und dass dieselben vielfach adoptirt werden.

Und darin besteht das grosse Verdienst Solvay's, es durch jahrelange Mühen und zähe Ausdauer so weit gebracht zu haben, dass sein Verfahren, Ammoniak-Soda zu fabriciren, in seiner Art als etwas Vollendetes, etwas Lebensfähiges dasteht.

Bei der späteren Besprechung der Ammoniaksoda-Fabrikation selbst werde ich mich desshalb auch — und weil mir andere detaillirte Zeichnungen hierüber nicht zu Gebote stehen — der Einrichtungen Solvay's, patentirt vom Jahre 1877, bedienen, um Ihnen ein möglichst klares, gedrängtes Bild der Fabrikationseinrichtungen vorzuführen und Ihnen den Verlauf der Operationen zu beschreiben.

M. H.! Ich könnte Ihnen bezüglich der Entwickelungsgeschichte der Ammoniaksoda-Fabrikation des Interessanten noch viel anführen; ich bitte aber, sich mit Angeführtem begnügen zu wollen. So viel steht jedoch fest, dass bis jetzt alle Anderen von Solvay in Bezug auf Erfolge überragt werden, namentlich aber auch bezüglich der Grösse seiner Fabriken und deren Production, wie in Folgendem anzuführen ich Gelegenheit haben werde.

Fabriken, welche Soda nach dem Ammoniak-Verfahren herstellen, sind:

1. Solvay & Co. in Couillet bei Brüssel (Belgien), mit ca. 150000 Ctr. Sodaproduction jährlich.

II. Solvay & Co. in Varangéville-Dombasle, Dep. Meurthe et Moselle (Lothringen). Production 400000 Ctr. jährlich.

*) Dr. K. List, Zeitschrift d. deutschen Ingenieur-Vereins, Bd. XVIII, S. 94 und in Wagner's Jahresbericht 1876, S. 333.

**) Ebendaselbst S. 333.

***) Wagner's Jahresbericht 1876, S. 334.

†) A. W. Hofmann, Bericht über die Entwickelung der chemischen Industrie 1. Hälfte, S. 445. 1875. (Abdruck aus dem amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung i. J. 1873.)

*) Ann. chim. phys. XIV, 5, (1868).

**) Wiener Weltausstellung durch Ehrendiplom. A. W. Hofmann, Bericht über diese Ausstellung 1875.

***) Wagner's Jahresbericht 1876, S. 334 u. ff.

†) Die Verdienste Solvay's sind desshalb auch vielfach anerkannt und öffentlich bekundet worden. Wiener-, Pariser-, Philadelphia-Ausstellung.

Digitized by Google

Die Fabrik in Varangéville hat eine vorzügliche Lage, ist auf dem mächtigen Lothring'schen Steinsalzlager errichtet und steht durch die französische Ostbahn einerseits und durch Wasserstrassen andererseits in bester Verkehrs-Verbindung.

Die Fabrik selbst umfasst ein bedeutendes Terrain und soll eine jährliche Production von 600000 Ctr. Soda gestatten. In diesem Stadium würde sie dann die grösste Soda-Fabrik der Welt sein*).

Da Belgien kein Steinsalz erzeugt, musste die Fabrik in Couillet Salz von Aussen beziehen und mag dies wol der Grund gewesen sein, dass Solvay das grössere Geschäft in Lothringen anlegte.

III. Brunner, Mond & Co. in Northwich, England. Dieselben arbeiten als einzige Firma in England nach Solvay's Verfahren. Production 250000 — 300000 Ctr. jährlich.

IV. In Frankreich soll im Süden eine Fabrik nach dem System von Boulouvard angelegt werden**); eine oder zwei andere nach demjenigen von Wegelin & Hübner (Pollacsek) ***).

V. Fabrik von M. Honigmann in Grevenberg bei Aachen arbeitet nach eigenem Verfahren und soll 1876 ca. 25—28000 Ctr. Soda hergestellt haben, mit einem Gehalte von 98 pCt. kohlensaurem Natron.

Das Gesammt-Quantum Ammoniak-Soda, welches im Jahre 1878 hergestellt wurde, würde sich also auf circa 850000 Ctr. oder 42500000 ℔ belaufen†), welches sich auf obengenannte vier Fabriken, wie angegeben, vertheilt.

Wie man sieht, werden doch schon bedeutende Quantitäten Soda nach dem Ammoniak-Verfahren hergestellt.

Fabriken, welche sich früher mit der Ammoniaksoda-Fabrikation theilweise — versuchsweise — befasst haben, sind gewesen:

1) Chemische Fabrik in Nürnberg, Bayern.
2) Fabrik in Wyhlen, Baden; jetzt von Solvay & Co. angekauft und soll dieselbe nächstes Frühjahr wieder in Betrieb kommen.
3) Fabrik in Nagy-Bosco, Ungarn.
4) Fabrik in Kasan, Russland; beide sind wieder eingestellt ††).
5) Schalke in Westphalen. Dieselbe soll längere Zeit und wol noch jetzt fabriciren.

Fabriken, welche in nenester Zeit, also in diesem Jahre (1879), sich für Ammonik-Soda einrichten, sind:

1) Matthes & Weber in Duisburg a/Rh.
2) Verein Chemischer Fabriken in Mannheim (die Fabrik in Heilbronn, Würtemberg). Letztere Fabrik soll schon täglich 2500 ℔ Soda fabricirt haben, jetzt aber die Production bedeutend vergrössern †††).

## Fabrikation der Ammoniaksoda.

Wir kommen nun zum wichtigeren Theile unseres Themas, zur Fabrikation selbst. Das Princip derselben beruht auf folgender chemischen Reaction:

Kochsalz (Chlornatrium) und doppeltkohlensaures Ammoniak, beide in wässeriger Lösung, setzen sich gegenseitig um zu:

Doppeltkohlensaurem Natron (Natronbicarbonat) und Chlorammonium (Salmiak).

Ersteres ist in Wasser (im gegebenen Falle in concentrirter Salmiaklösung) schwer löslich, scheidet sich deshalb aus der Mischung als weisses, feines Salzpulver aus, während Salmiak — als leicht lösliches Salz — in der Flüssigkeit aufgelöst bleibt.

Das ausgeschiedene Natronbicarbonat wird durch mechanische Vorrichtungen (Filterpressen, Vacuumfilter etc.) von der Salmiaklösung getrennt, getrocknet, und durch Erhitzen in geschlossenen Apparaten in einfachkohlensaures Natron (Soda) übergeführt. Die hierbei restirende Kohlensäure geht wieder in den Kreislauf zurück zur Herstellung von kohlensaurem Ammoniak, wie wir später sehen werden.

Die Salmiaklösung wird zur Regeneration des Ammoniaks zuerst für sich allein, sodann unter Zusatz von Aetzkalk (gebranntem Kalk) erhitzt, um das Ammoniak wieder zu gewinnen, welches im Vereine mit der wieder gewonnenen und frisch erzeugten Kohlensäure kohlensaures Ammoniak erzeugt. Dieses dient dann wieder zur Umsetzung neuer Mengen von Kochsalz.

Bei dieser Regeneration des Ammoniaks resultirt Chlorcalcium als einziges Abfallproduct der ganzen Fabrikation. Ich komme später auf dieses zurück.

In der Praxis wird nun folgendermassen verfahren:

Eine gesättigte, wässerige Lösung von Kochsalz — Steinsalz —, also gesättigte Soole oder künstlich bereitete Lösung wird mit Ammoniak — Salmiakgeist — gesättigt, d. h. soviel hiervon in die Salzlösung eingeleitet, bis ein gewisser Ueberschuss an Ammoniak in der Lösung vorhanden ist; sodann wird die inzwischen gereinigte und filtrirte ammoniakalische Salzlauge mit Kohlensäure gesättigt, d. h. von letzterer unter einem Druck von $1^1/_2$—2 Atmosphären so lange eingeleitet, bis das vorhandene Ammoniak in doppeltkohlensaures Salz übergeführt ist. In diesem Falle sind nun die nöthigen Bedingungen zu oben genannter Reaction (Umsetzung) gegeben. Es scheidet sich Natronbicarbonat aus der Mischung und in der Flüssigkeit befindet sich Salmiak als wesentlichster Bestandtheil; anbei sind noch etwas kohlensaures Ammoniak, Chlornatrium und doppeltkohlensaures Natron in Lösung.

Die ganze Fabrikation lässt sich nun eintheilen in:

1) Herstellung und Reinigung der Soole oder Salzlauge.
2) Sättigen derselben mit Ammoniak, Reinigung und Klären.
3) Behandeln der ammoniakalischen Lauge mit Kohlensäure, nebst Herstellung der Letzteren.
4) Trennung des ausgeschiedenen Natronbicarbonates von der salmiakhaltigen Mutterlauge.
5) Ueberführung des Natronbicarbonates in Soda, unter Wiedergewinnung der Hälfte der Kohlensäure; nöthigenfalls Causticiren der Soda. Eventuell auch Gewinnung von Natronbicarbonat als Handelsproduct.
6) Regeneration des Ammoniaks aus der salmiakhaltigen Mutterlauge.

Wir wollen an der Hand einiger Skizzen von Solvay's Apparaten *) (D. P. No. 1733 vom 27. November 1877 und No. 1286 vom 1. December 1877) den Verlauf obiger Operationen verfolgen. Ich bemerke hierbei, dass Solvay seine Apparate vielfach ändert und verbessert, und dürften die heute angewandten Apparate etwas verschieden von den hier angeführten sein, ohne jedoch das Princip derselben zu alteriren. Zur Erläuterung des Processes bleibt sich dieses auch ziemlich gleich.

*) Wagner's Jahresbericht 1876, S. 335 ff.
**) G. Lunge, Dingler's Journal 1879, Bd. 231, S. 156 ff.
***) Dingler's Journal 1878, Bd. 228, S. 87.
†) Nach einer von Solvay bei der Ausstellung in Paris 1878 vertheilten Broschüre und in Wagner's Jahresbericht 1878.
††) Wagner's Jahresbericht 1876, S. 336.
†††) Nach eigener Informirung.

*) Genau beschrieben, Wagner's Jahresbericht 1878, S. 337 u. ff.

Digitized by Google

**Herstellung und Reinigung der Soole oder Salzlauge; — Sättigen derselben mit Ammoniak, Reinigung und Klären.**

Um mit dem ersten Theile der Fabrikation zu beginnen, sei bemerkt, dass wir entweder natürliche Soole oder festes Kochsalz haben. Im letzteren Falle muss das Salz in Wasser aufgelöst werden und zwar zu einer gesättigten Lösung (23—24° Baumé = 1,1976—1,1956 spec. Gew.). Im ersteren Falle wird die Soole als solche verwendet, nöthigenfalls durch Zusatz von Salz auf die erforderliche Concentration gebracht.

Es handelt sich nun um die Reinigung der Salzlösung von beigemengten aufgelösten Stoffen, wie Kalksalze, Magnesiaverbindungen etc., und von suspendirten Verunreinigungen (Thon, Sand etc.).

Verfolgen wir, wie Solvay zu diesem Zwecke verfährt:

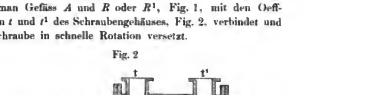
Entweder wird die Salzlösung in einem Gefässe mit Aetzkalk vermischt und umgeführt, wodurch die Magnesiaverbindungen entfernt werden. Nach dem Absetzen wird die klare Salzlösung in einem zweiten Gefässe mit kohlensaurem Ammoniak versetzt, um die Kalksalze zu entfernen. Die so gereinigte Lauge wird dann durch Zusatz von Kochsalz auf die richtige Concentration gebracht.

Oder es wird bei dem anderen Verfahren die Reinigung der Salzlösung mit dem Ammoniakalisch-Machen derselben zusammen ausgeführt, so dass dies eine Operation giebt; und zwar beispielsweise in nebenstehend dargestelltem Apparate, Fig. 1, welcher einen Vertical-Durchschnitt zeigt. Die Gefässe sind sämmtlich cylinderförmig und von Eisenblech oder verzinktem Blech zusammengesetzt.

Die zu reinigende Salzlösung (Soole) befindet sich in $R$ und $R^1$. Soll die Lösung, welche sich z. B. in $R$ befindet, gereinigt und mit Ammoniak gesättigt werden, so öffnet man die Hähne $r$ und $r^1$ (während $r^2$ und $r^3$ geschlossen bleiben). Die Lauge wird nun von $R$ nach dem Behälter $A$ strömen: in diesen strömt unter Druck durch das Rohr $T$, welches von dem Ammoniak-Destillations-Apparat kommt, Ammoniakgas ein, und wird dieses nun durch den am Boden des Gefässes befindlichen perforirten Boden in vielen Blasen in die Salzlauge gepresst und von letzterer absorbirt. Hierbei entsteht eine solche Circulation, dass nach einiger Zeit sämmtliche Lauge von $R$ nach $A$ strömt und sich mit Ammoniak sättigt. Die hierbei entstehenden Gase, welche Ammoniak enthalten, gehen durch Rohr $T^1$ nach einem Waschthurme, um hier von Ammoniak befreit zu werden. Durch das Rührwerk $W$ wird die Flüssigkeit noch in Bewegung gesetzt.

Die nöthige Circulation der Flüssigkeit lässt sich auch durch die in Fig. 2 dargestellte Schraube hervorbringen, indem man Gefäss $A$ und $R$ oder $R^1$, Fig. 1, mit den Oeffnungen $t$ und $t^1$ des Schraubengehäuses, Fig. 2, verbindet und die Schraube in schnelle Rotation versetzt.

Fig. 2

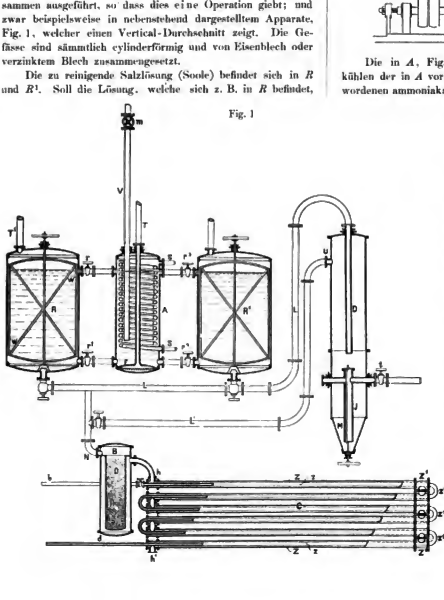



Die in $A$, Fig. 1, befindliche Schlange dient zum Abkühlen der in $A$ vorhandenen, durch die Operation warm gewordenen ammoniakalischen Salzlauge, indem man durch diese Schlange kaltes Wasser fliessen lässt. Dieselbe kann auch umgekehrt zum Anwärmen benutzt werden mit Hülfe von Dampf oder warmem Wasser, oder indem man solche warmen Flüssigkeiten hindurchfliessen lässt, welche gekühlt werden sollen.

Ist die aus einem der Behälter $R$ oder $R^1$ stammende Salzlauge mit genügender Menge von Ammoniak gesättigt, was mit Hülfe des spec. Gewichtes*), besser noch durch chemische Analyse constatirt werden muss, so lässt man das Rührwerk $W$ ausser Thätigkeit, und nun setzen sich der ausgeschiedene Kalk und Magnesia-Niederschlag am Boden von $R$ oder $R^1$ ab.

Der nöthige Sättigungsgrad der Salzlauge wird während der Operation durch Zusatz von Kochsalz wieder hergestellt, welches durch Rohr $V$, verbunden mit einer Messvorrichtung $m$, in den Absorber $A$ gebracht wird. Ist das Ammoniakalisiren der Lauge des einen Gefässes $R$ beendet, so werden die Hähne an demselben $r$ und $r^1$, geschlossen und nun diejenigen von $R^1$ geöffnet; die Operation geht also continuirlich weiter.

Fig. 1




*) Das spec. Gewicht der Soole sinkt hierbei von 24° Bé. (1,1956) auf 16° Bé. = 1,1266.

Digitized by Google

Den richtigen Sättigungsgrad an Ammoniak hat Solvay auch automatisch zu regulieren durchgeführt*). In wie weit dies sich bewährt, kann ich nicht mittheilen. Jedenfalls ist die Bestimmung des Ammoniaks in der betr. Salzlauge am sichersten durch Titration mittelst einer Normalsäure schnell ausgeführt. In anderen Ammoniak-Sodafabriken soll dies auch in der That so gemacht werden.

Der in den Behältern $B$ und $B^1$ sich absetzende Schlamm wird nun durch das Rohr $L$ nach $D$ gedrückt. Der Schlamm setzt sich in diesem Klärgefässe unten ab und wird dann durch Rohr $J$ und Hahn $t$ hinausgepresst, während die klare Lauge durch Rohr $L^1$ ablaufen kann. Der Schlamm kommt in eine Destillirblase**), um Ammoniak daraus zu gewinnen; die klare Lauge von dem Klärgefässe $D$ läuft durch Rohr $U$ und $L^1$ nach dem Filter $B$; ebenso die klare Lauge von $B$ und $B^1$ durch Rohr $N$ nach dem Filter $B$. Dasselbe ist ein Doppelcylinder; der innere Cylinder $O$ ist durchlöchert und mit einem starken Leinwandsacke umgeben. Die klare Lauge von $B$ und $B^1$, sowie von $D$, wird also hier durch das Sackfilter gepresst und fliesst dann durch $h$, vollständig geklärt und gereinigt, aber noch im warmen Zustande, nach einem schlangenförmigen Doppelrohr-System $Z$ und $z$, um hier gekühlt zu werden. Als Kühlmittel nimmt man kaltes Wasser oder eine Flüssigkeit, welche angewärmt werden soll; dieselbe kann durch $b$ zu und dann durch $d$ abfliessen, während die gekühlte ammoniakalische Salzlauge aus $h^1$ abfliesst. Das Kühlen der Salzlauge ist unbedingt erforderlich für den nachfolgenden Process der Behandlung mit Kohlensäure, der Carbonisation, als dritten Theil der Fabrikation.

### Behandeln der ammoniakalischen Lauge mit Kohlensäure, nebst Herstellung der Letzteren; — Trennung des ausgeschiedenen Natronbicarbonates von der salmiakhaltigen Mutterlauge.

Die im vorhergehenden Processe erhaltene, gereinigte, klare und gekühlte ammoniakalische Salzlauge gelangt unter Luftabschluss mittelst Druck nach dem verschlossenen Reservoir $B$, Fig. 3, welches durch Rohr $b$ einerseits und Rohr $c$ andererseits mit dem Kohlensäure-Absorber $AA$ in Verbindung steht. Letzterer ist ein 10—15$^m$ hoher Eisenblech-Cylinder, welcher in bestimmten Zwischenräumen mit Böden versehen ist, welche nur in der Mitte ein Loch haben. Ueber diesen Böden befinden sich perforirte, gewölbte Böden lose aufgelegt, welche an einer durch den ganzen Cylinder vertical hindurch gehenden eisernen Stange befestigt sind, so dass sich dieselben durch Heben und Drehen dieser Stange bewegen lassen und, wenn sie etwa aus ihrer richtigen Lage verrückt sind, wieder in dieselbe gebracht werden können.

Die ammoniakalische Salzlauge gelangt vom Reservoir $B$ durch Rohr $b$ und Hahn $N$ nach dem Absorber $AA$ und erfüllt diesen bis zur gleichen Höhe des Reservoir-Standes. Durch Rohr $E$ wird mittelst einer Pumpe Kohlensäure eingepresst, unter einem Druck von $1^1/_2$—2 Atmosphären. Diese Kohlensäure strömt aufwärts durch die durchlöcherten, gewölbten Böden und wird grösstentheils schon im unteren Theile des Absorbers absorbirt, unter Ausscheidung von Natronbicarbonat, welches sich als feines Salzpulver ausscheidet und in der Flüssigkeit suspendirt bleibt, da dieselbe immer in Bewegung ist. Hierbei wird etwas Ammoniak ausgetrieben, dieses strömt nach oben, wird hier von dem Rohr $d$ nach einem Waschapparat getrieben und in diesem zurückgehalten.

*) Die hierzu verwendeten Regulirapparate sind auch bei Solvay's Patenten angegeben.

**) Wird später beschrieben.

In der Absorptions-Colonne $AA$ strömt also die Kohlensäure in dem Maasse nach oben, in dem sie im unteren Theile nicht mehr gebunden wird. In bestimmten Zwischenzeiten (etwa alle 30 Minuten) wird durch Oeffnen des Hahnes $x$, Fig. 4, der untere Theil der mit Natronbicarbonat vermischten Flüssigkeit aus $AA$ abgelassen; dafür fliesst aus dem Reservoir $B$ frische ammoniakalische Salzlauge nach.

Das Natronbicarbonat enthaltende Gemenge fliesst durch Rohr $K$ und $L$ nach dem Vacuumfilter $Z$ auf eine mit Leinwand bedeckte, durchlöcherte Unterlage. Auf dieser wird das Natronsalz beim Ausfliessen aus einem mit seitlichen Oeffnungen versehenen Rohre, (welches hierdurch langsam rotirt), gleichmässig ausgebreitet. Das Filter steht mit einem Behälter $Q$ und Rohre $W$ in Verbindung. Der Behälter $Q$ dient zur Aufnahme der im Filter $Z$ resultirenden klaren Lösung und steht durch Rohr $V$ mit einer Saugepumpe in Verbindung, welche in $Q$ und folglich auch im Filter $Z$ ein Vacuum erzeugt; die im unteren Theile des Filters $Z$ befindliche klare Lösung muss also nach $Q$ strömen und kann hier von Zeit zu Zeit abgelassen werden, während das feste Natronbicarbonat im Filter zurückbleibt. Schliesst man Hahn $x$ oder $x^1$, so kann man Hahn $y$ öffnen und, wenn nöthig, Wasser auf das Natronsalz fliessen lassen, um dasselbe etwas auszuwaschen; oder man kann durch dasselbe Rohr $L$ und $L^1$ heisse Luft einsaugen lassen, um das Natronsalz im Filter selbst zu trocknen etc.

Bezüglich des Einpressens der Kohlensäure ist hervorzuheben, dass dieselbe am Anfange der Operation mit Luft vermischt zur Verwendung kommt, also so, wie dieselbe beim

Fig. 3

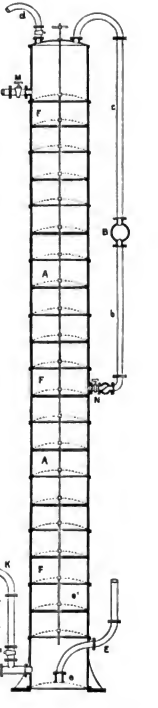
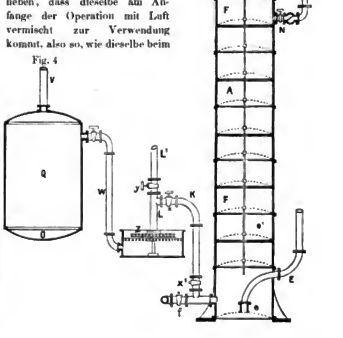



Fig. 4




Digitized by Google

Kalkbrennen resultirt; gegen Ende wird reine Kohlensäure verwendet, um ein vollständiges Carbonisiren der Lauge zu erzielen. Erstere stammt entweder von dem Zersetzen des Natronbicarbonates in Soda, oder sie wird durch Brennen von Kalkstein unter möglichstem Abschluss der Luft, und unter Zuhülfenahme von Wasserdampf, erzeugt. — Ich komme später noch auf die Herstellung der Kohlensäure speciell zurück.

Ebenso soll es von Nutzen sein, die Kohlensäure nicht immer in gleichmässigem Strome einzupressen, da sich sonst die durchlöcherten Böden leichter mit Natronsalz verstopfen und Störung herbei führen. Sollte dies doch vorkommen, so kann man den Absorber durch Rohr *M* mit heissem Wasser füllen und durch Hahn *f* ablassen, wodurch das Salz in den Zwischenräumen und Löchern aufgelöst und entfernt wird.

Bei dem Einpressen der Kohlensäure in die ammoniakalische Lauge wird bedeutende Wärme frei (bedingt durch die chemische Reaction), und diese muss, um eine vollständige Absorption zu erzielen, möglichst vermieden werden. Solvay erreicht dies dadurch, dass erstens die Kohlensäure beim Verlassen der Entstehungsquelle durch kaltes Wasser gekühlt und gewaschen wird; zweitens wird dieselbe stark comprimirt und nachdem dieselbe wieder expandirt, kühlt sie sich bedeutend ab, während die hierbei frei werdende Kraft benutzt wird. Man lässt die Kohlensäure bis zu jener Spannung expandiren, bei welcher dieselbe in den Absorber gelangen soll, nämlich bis zu $1^1/_2$—2 Atmosphären. Da sie bei dem Einströmen in die Lauge noch weiter expandirt, bindet sie noch weitere Mengen Wärme, welche natürlich von der heiss gewordenen Lauge entnommen wird. Die Temperatur wird also hierbei niedergehalten.

Bei diesem Carbonisations-Processe scheidet sich unter Umständen, namentlich wenn Chlornatrium im Ueberschuss in der Lauge ist, Chlorammonium in Krystallen aus, welche sich mit dem Natronbicarbonat vermengen. Um dies zu vermeiden, leitet Solvay entweder die Kohlensäure anstatt unten bei *e* etwas mehr oben in den Absorber *AA* ein, etwa bei $e^1$. Fig. 3, und legt unten in den Absorber *AA* eine Schlange zum Wärmen, wodurch die ausgeschiedenen Chlorammonium-Krystalle sich auflösen, weil dieselben sich leichter lösen sollen als Natronbicarbonat. Oder man leitet die Kohlensäure unten in den Absorber ein, wie Fig. 3 bei *e* zeigt, behandelt dagegen das abgepresste Natronbicarbonat, welches Chlorammonium-Krystalle enthalten sollte, in einem besonderen Gefässe unter Umrühren mit wenig warmem Wasser und presst dann das reine Natronsalz ab.

Die vom Natronbicarbonat getrennte Chlorammonium-Lösung, welche in *Q*. Fig. 4, sich ansammelt und welche hauptsächlich Salmiak, zu gleicher Zeit aber auch noch etwas kohlensaures Ammoniak, sowie geringe Mengen kohlensaures Natron und Chlornatrium enthält, fliesst in den Ammoniakregenerationsapparat, um das kohlensaure Ammoniak zu gewinnen und das Chlorammonium wieder in Ammoniak überzuführen. Ich bespreche diesen Apparat später.

(Schluss folgt.)

# Referate.

## Schiffbau.

**Tankboot zum Verladen von Getreide.** Wo örtliche Verhältnisse ein Anlegen der Seeschiffe unmittelbar vor den Speichern nicht gestatten, muss der Transport des zu verschiffenden Getreides vom Speicher nach dem Schiffe, oder umgekehrt, mittelst Leichterfahrzeugen, Schuten, geschehen. Die gewöhnlichen Schuten haben aber den Uebelstand, dass sie bei ungleichmässig vertheilter Ladung nicht nur in ihrem inneren Verbande bedeutend beansprucht werden, sondern dass sie auch sehr störende Neigungen nach einem Ende oder nach der Seite hin annehmen. Dieses veranlasste die Construction eines in den Vereinigten Staaten und in Canada patentirten Tankbootes, in welchem die einzelnen Tanks unabhängig von dem Boote schwimmen, dieses also nicht belasten. Dieses Boot, welches sich im Hafen zu Montreal sehr bewährt haben soll, ist in Eisen erbaut und besteht aus zwei graden, kastenförmigen Trägern von rechteckigem Querschnitte, welche bei 22,86 m Länge eine Breite von 0,61 m und eine geringste Bordhöhe von 0,76 m haben. Die in 7,39 m lichter Weite parallel zu einander gelegten Träger sind an ihren Enden durch schiffsmässige Abrundung der Aussenwände und durch die halbkreisförmig in einander übergeführten Innenwände zu einem Fahrzeuge von 36,58 m äusserer und 30,14 m innerer Länge vereinigt, dessen ganze Breite hiernach 8,59 m bei 0,76 m Bordhöhe mittschiffs beträgt. Durch drei, in je 7,62 m Abstand von Mitte zu Mitte von einander entfernte Querträger sind die beiden Längsträger unter sich ausserdem noch verbunden. Hierdurch werden vier Abtheilungen von je 7,38 m lichter Länge und ebensoviel lichter Breite erhalten, von denen die beiden, den Bootenden nächsten, einen halbkreisförmigen Abschluss haben. In jede dieser vier Abtheilungen ist ein cylindrischer Tank von 3,66 m Höhe mit horizontalem Boden von 6,86 m Durchmesser eingesetzt und durch acht verticale, mit dem Mantel verbolzte, hölzerne Säulen in entsprechenden Schienen an der Innenwand des Fahrzeuges senkrecht geführt. Die Tanks sind gleichfalls in Eisen erbaut. Da das in denselben zu verladende Getreide nahezu dasselbe spec. Gewicht wie Wasser besitzt, und da der innere Druck des Getreides somit dem äusseren Wasserdrucke nahezu das Gleichgewicht hält, so haben die Platten im Boden nur 8 mm, im Mantel 6 mm und in der Decke 5 mm Stärke. Im Inneren sind die Tanks mit einem zweiten, hölzernen Boden von 15 Grad Neigung versehen, um mit Rücksicht auf das Entladen das unterste Getreide besser auf einen Haufen nach der Mitte hin zu leiten, während in der Decke eine quadratische Oeffnung von 3,66 m Weite, sowie auf dem äusseren Rande der Decke ein Geländer angebracht sind. Jeder Tank hat ausserdem zu seinem Schutze unter dem Boden drei hölzerne, mit demselben verbolzte Kiele. Ein leerer Tank geht ohne Kiel unbeladen 0,31 m tief, mit reichlich 1300 bl Getreide beladen 2,76 m tief, während das äussere Fahrzeug, welches mit überall horizontalem Boden und ganz rechteckigem Querschnitte, sowie mit 6 mm starken Platten erbaut ist, einen constanten Tiefgang von 0,41 m erreicht. Unsere Quelle giebt genaue Zeichnungen und Abbildung dieses eigenthümlichen Fahrzeuges. Es soll beabsichtigt sein, für denselben Zweck ein zweites, grösseres zu erbauen, welches Tanks von 11 m Durchmesser bei 4000 bl Fassungsraum erhalten soll; auch ist vorgeschlagen worden, dergleichen Fahrzeuge zum Verladen von Petroleum zu benutzen. (Engng. 20. Febr. 1880, S. 146.)

E. De.



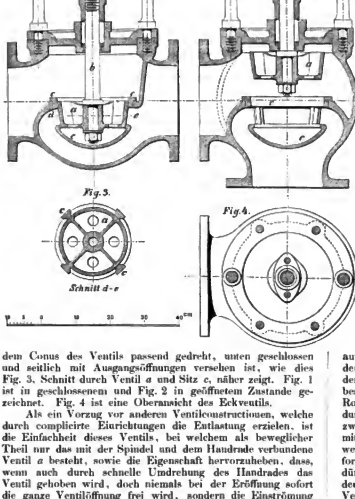
Digitized by Google

# Kleinere Mittheilungen.

## Entlastetes Absperrventil.

Von Ed. Daelen, Civil-Ingenieur in Düsseldorf.

Das in Fig. 1 als Durchgangs- und in Fig. 2 als Eckventil dargestellte Ventil ist ein nahezu vollständig entlastetes. Das eigentliche Ventil *a* hat eine conische Form, ähnlich dem Schlüssel eines Hahnes, und sitzt lose auf der mit einem Handrade versehenen Spindel *b*. *c* ist der Ventilsitz, welcher




dem Conus des Ventils passend gedreht, unten geschlossen und seitlich mit Ausgangsöffnungen versehen ist, wie dies Fig. 3, Schnitt durch Ventil *a* und Sitz *c*, näher zeigt. Fig. 1 ist in geschlossenem und Fig. 2 in geöffnetem Zustande gezeichnet. Fig. 4 ist eine Oberansicht des Eckventils.

Als ein Vorzug vor anderen Ventilconstructionen, welche durch complicirte Einrichtungen die Entlastung erzielen, ist die Einfachheit dieses Ventils, bei welchem als beweglicher Theil nur das mit der Spindel und dem Handrade verbundene Ventil *a* besteht, sowie die Eigenschaft hervorzuheben, dass, wenn auch durch schnelle Umdrehung des Handrades das Ventil gehoben wird, doch niemals bei der Eröffnung sofort die ganze Ventilöffnung frei wird, sondern die Einströmung des Dampfes nur eine langsam zunehmende ist.

Da durch die Einfachheit der Construction die Herstellung dieser Ventile eine billige ist, so empfiehlt sich die Ausführung nicht allein für grössere, sondern auch für kleinere Dimensionen, zumal der Verschluss ein sicherer ist, da bei der Conicität von Ventil und Sitz die Ausdehnung keine nachtheiligen Folgen ausübt.

Vorstehendes Ventil ist durch Patent-Anmeldung No. 24131 im deutschen Reiche geschützt.

## Einiges über Feuerungsanlagen.

Von Professor C. Fink in Berlin.

Bei dem Betriebe unserer Feuerungsanlagen treten Erscheinungen auf, welche von der Grösse der Anlage unabhängig sind und welche daher auch bei den kleinsten Feuerungsanlagen studirt werden können; es gilt dies namentlich von denjenigen Erscheinungen, die mit dem Verbrennungsprocesse verknüpft sind. In den meisten Fällen der Praxis, z. B. bei der Anlage und bei dem Betriebe der Kesselfeuerungen, der Schweiss- und Schmelzöfen etc., handelt es sich um die Erzielung eines möglichst vollkommenen Verbrennungsprocesses. Wir erkennen die Vollkommenheit dieses Processes daran, dass bei demselben kein sichtbarer Rauch entwickelt wird und die Flamme in möglichst heller Weissgluth erscheint; jemehr die Flamme leuchtet, um so vollkommener ist der Verbrennungsprocess. Wenn man diesen Satz zugiebt, dann muss man auch anerkennen, dass unsere gewöhnlichen Lampen die vollkommensten Feuerungsanlagen in kleinem Maassstabe darstellen. Dass wir aus der Construction derselben Manches für die Anlage grösserer Feuerungen lernen können, wollen wir durch das Folgende nachweisen.

Wenn wir in einer Schaale befindliches Petroleum verbrennen, so giebt es eine rothe, stark russende Flamme, während es in unseren Lampen unter Weissgluth und stark leuchtend verbrennt. Es wird dies hauptsächlich ermöglicht durch die Einschnürung des Querschnittes der Cylinder, welche aber eine bestimmte Entfernung von dem Heerde der Flamme, dem Dochte, haben muss, soll der Zweck vollständig erfüllt werden; denn wir sehen, dass sofort eine unvollkommene Verbrennung stattfindet, wenn wir den Cylinder verschieben und die Einschnürung zu hoch oder zu tief liegt.

Zunächst weist diese Erscheinung darauf hin, dass, wenn wir ein stark russendes Brennmaterial, z. B. Steinkohlen, verbrennen wollen, dann die Flamme eingeschnürt werden muss, was bekanntlich durch die Feuerbrücke bezweckt wird. Ob aber diese Feuerbrücke auch die richtige Entfernung von dem Heerde der Flamme habe, danach wird nicht gefragt, und ich möchte dies auch für die meisten Fälle der praktischen Ausführung bezweifeln. Jede Flamme bedarf zu ihrer Entwickelung eines bestimmten Raumes. Dieser Raum kann gewonnen werden durch eine bestimmte Höhe über dem Roste, und dann kann der eingeschnürte Querschnitt über der Feuerbrücke liegen. Je niedriger wir aber diesen Raum annehmen, um so weiter muss der eingeschnürte Querschnitt hinter der Feuerbrücke liegen. Die letztere darf dann nicht wesentlich höher liegen, als die Brennmateriallage auf dem Roste reicht. Bei neuen Feuerungsanlagen, bei denen man die zweckmässigste Grösse des Rostes je nach dem zu verwendenden Brennmaterial oft nicht genau vorher bestimmen kann und nachträglich nicht selten einen Theil des Rostes zumauert, möchte es sich empfehlen, die Einschnürung durch einen verschiebbaren Mauerkörper herzustellen und dessen zweckmässigste Entfernung erst durch den Versuch zu ermitteln. Hat man erst bestimmte Angaben über den Raum, welchen die Flamme für verschiedene Brennmaterialien erfordert, dann wird es dieser Experimente nicht mehr bedürfen. Annähernd wird sich derselbe entnehmen lassen aus den ausgeführten überwölbten Feuerungen, welche eine gute Verbrennung bewirken; doch kommt hier wohl auch in Betracht, dass das stark erhitzte Gewölbe zeitweise Wärme an die Gase abgeben kann, während bei nicht überwölbten Feuerungen die Kesselfläche abkühlend wirkt.

Die gewöhnlichen Unterfeuerungen der Dampfkessel haben einen Einschnürungsquerschnitt, der die Form eines langen, sich der Kesselform anschliessenden Schlitzes hat, ähnlich dem der kleinen Petroleumlampen mit geradlinigem Docht. Da indessen hierbei nur eine unvollkommene Ausgleichung der Temperaturen der auf der linken und rechten Seite des

Digitized by Google

Rostes entwickelten Gase stattfinden kann, wird es sich empfehlen, den engsten Querschnitt durch seitliche Zusammenziehung und in mehr quadratischer Form herzustellen. Es müssten sich also an die beiden Seitenwände zwei dreieckige Mauerklötze anschliessen. Hätten dieselben im Grundriss die Form eines gleichschenkligen, rechtwinkligen Dreiecks, dann würden die rechten Winkel einander gegenüberstehen und die Hypothenusen lehnen sich an die Seitenflächen, so dass annähernd die Form eines zusammengezogenen Lampencylinders entsteht. Auch solche Dreiecke liessen sich leicht für den Anfang verschiebbar einrichten.

Ausser auf die richtige Entfernung der Einschnürung kommt es aber auch auf das Maass des Querschnittes derselben an. Ein zu enger Querschnitt ist jedenfalls ebenso nachtheilig wie ein zu weiter; hat derselbe mit Rücksicht auf das zu verwendende Brennmaterial und die Grösse des Rostes die richtigen Dimensionen, dann wird an dieser Stelle der intensivste Zug stattfinden; und da die Feuergase ein bestimmtes Volumen einnehmen, wird nur noch der genügende Raum verbleiben für die zur vollkommenen Verbrennung erforderliche Luft.

Bedecken wir mit der Hand allmälig mehr und mehr von den an einer Lampe befindlichen Luftzuführungs-öffnungen, so wird die Flamme immer länger, sie wird roth und fängt an zu russen. Wir schliessen hieraus, dass vor allen Dingen die Möglichkeit eines genügenden Luftzutrittes gegeben sein muss. Verstärkt man dagegen mit Hülfe eines kleinen Blasebalges die Luftströmung, dann findet das Umgekehrte statt; die Flamme wird kürzer, aber raucht nicht. Schraubt man den Docht in die Höhe, so dass zuviel Brennmaterial zugeführt wird und die Flamme anfängt zu russen, dann kann durch einen verstärkten Luftzug wieder ein vollkommener Verbrennungsprocess erzeugt werden. Die Nutzanwendung auf unsere Feuerungen ist leicht zu ziehen.

Nehmen wir endlich ein Stückchen Blech oder Pappe und nähern dies der oberen Oeffnung des Cylinders, so sieht es aus, als ob dieses die Flamme anzieht, dieselbe wird um so länger, je näher wir mit dem Bleche der Oeffnung kommen und verkürzt sich sofort wieder mit wachsender Entfernung. Je länger die Flamme wird, um so dunkler ist sie wieder gefärbt und um so mehr russt sie. Denselben Erfolg hat bei grossen Feuerungen ein theilweises Schliessen des Zugschiebers, der also weiter geöffnet werden muss, wenn man den Verbrennungsprocess mehr beschleunigen, die Hitze intensiver, die Rauchverbrennung vollkommener haben will. Nach neuem Aufwerfen von Brennmaterial wird also der Schieber etwas zu heben sein, und wenn die Gasentwicklung nachlässt, kann derselbe wieder entsprechend gesenkt werden.

Die angeführten wenigen und einfachen Experimente, die wir den mit diesen Erscheinungen noch nicht vertrauten Technikern zu wiederholen empfehlen möchten, enthalten das Wichtigste, was bei der Anlage und bei dem Betriebe der Feuerungen in Betracht kommt. Nicht immer kommt es darauf an, den Verbrennungsprocess so zu leiten, dass die Verbrennung unter Entwickelung der höchsten Temperatur sich auf einen möglichst kleinen Raum beschränke; oft ist es erwünscht, eine lange Flamme von nicht zu hoher Temperatur zu haben, wie z. B. bei verschiedenen zum Erwärmen benutzten Flammöfen oder auch bei Ziegelbrennöfen, und man erkennt leicht, dass dies nur durch einen verhältnissmässig beschränkten Luftzug erreicht werden kann.

## Bemerkungen zu: Verdampfungs-Resultate mit einem Sicherheits-Röhrenkessel Patent J. G. Schmidt, von E. Brauer in Berlin.

(Januarheft 1880.)

Von J. Lüders in Aachen.

In dem Januarhefte dieser Zeitschrift (S. 48) veröffentlichte Hr. E. Brauer die Resultate von Heizversuchen, welche er mit einem Schmidt'schen Patentkessel angestellt hat.

Eine Zeichnung und Beschreibung des in Rede stehenden Kessels ist im vorigen Jahrgange (S. 65) mitgetheilt worden. Ueber den Werth der Detailconstruction des Kessels muss die Erfahrung entscheiden, es scheint mir aber kein Moment vorzuliegen, welches ihn in dieser Hinsicht gegen andere Wasserröhrenkessel zurückstellte. In Bezug auf die Ausnutzung der Wärme kann seine Anordnung nur gelobt werden. Der Kessel besteht aus zwei neben einander liegenden Rohrsystemen, die Feuerluft trifft zuerst die unteren, mit Wasser gefüllten Röhren des vorderen Systemes, in welchem die Dampfbildung vor sich geht und umspült dann den oberen Theil des Systemes, in welchem der entstandene und natürlich sehr feuchte Dampf getrocknet und nach Belieben überhitzt wird. Trocknung und Ueberhitzung ist aber leicht und in einer verhältnissmässig geringen Anzahl von Röhren zu erzielen, weil die Feuerluft an dem betreffenden Punkte des Kessels noch eine höhere Temperatur besitzt. Indessen scheint es mir doch unwahrscheinlich zu sein, dass zu jenem Zwecke im Betriebe wirklich $^{9}/_{11}$ der Röhren des vorderen Systemes verwandt werden, wie die oben citirte Quelle angiebt. Für die eigentliche Dampferzeugung blieben dann nur die beiden untersten Rohrlagen des vorderen Systemes mit einer Fläche, die etwa $^{1}/_{12}$ der totalen Heizfläche des Kessels ausmacht. Ich glaube, dass ein solches Verhältniss zu klein ist, und dass, wenn versucht würde, damit zu arbeiten, eine baldige Beschädigung der nur mit Dampf gefüllten Röhren unvermeidlich wäre. Sodann tritt die Feuerluft zu den hinteren Rohrsysteme, welches ganz mit Wasser gefüllt ist und als Vorwärmer zur Speisung des vorderen Systemes dient. Da das Wasser aber den Feuergasen entgegengeführt wird, so ist Gegenstromwirkung vorhanden und daher eine vollständige Ausnutzung jener Gase mittelst einer Heizfläche von mässiger Ausdehnung möglich.

Die Construction des Schmidt'schen Kessels lässt also von vornherein ein gutes Resultat in Bezug auf seine Verdampfungsfähigkeit erwarten und nicht allein ein gutes, sondern auch ein **sicheres**, indem bei merklicher Ueberhitzung des Dampfes das mitgerissene Wasser vollständig verdampft sein wird. Leider leidet ja andererseits die weitaus grösste Anzahl der bekannten Verdampfungsversuche an gänzlicher Unsicherheit in Betreff des Grades der Trockenheit des entwickelten Dampfes und unsere Kenntniss des Phänomens des Mitreissens von Wasser seitens des Dampfes ist immer noch sehr dürftig. Wir haben nur einzelne unzusammenhängende Resultate über den Vorgang und wissen bis jetzt weder, welchen Einfluss die Geschwindigkeit der Verdampfung, noch welchen Einfluss die Dichtigkeit des Dampfes auf denselben ausübt.

Hr. Brauer hat nun pro Kilogramm einer oberschlesischen Steinkohle von sehr geringem Aschengehalte (ca. 4,5 pCt.) eine Verdampfung von reichlich $8^{kg}$ Wasser erzielt, wenn etwa $15{,}5^{kg}$ pro Quadratmeter Heizfläche stündlich verdampft wurden. Diese Ziffer bezieht sich aber auf die „während der Betriebszeit" verbrauchte Kohlenmenge; rechnet man, wie jeder Industrielle zunächst thun wird, die zum Anheizen verwandte Kohle hinzu, so reducirt sich für eine 24stündige Betriebszeit die Verdampfungsziffer nur ca. 8 pCt. Das Kilogramm Netto-Kohle hätte dann $7{,}8^{kg}$ Wasser (von 14° auf 179° + ca. 9 Cal. pro Kilogramm Dampf für Ueberhitzung) verdampft, was bei der pro Quadratmeter erzielten Verdampfung und der Temperatur der abgehenden Feuerluft von etwa 222° noch immer als ein gutes Resultat bezeichnet werden muss. Ich vergleiche dabei, weil mir sonst keine genügenden Resultate über die Leistung oberschlesischer Kohle vorliegen, die in Rede stehende Leistung mit derjenigen, welche Saarkohle bei den bekannten Mülhausener Versuchen von Scheurer-Kestner ergab. Ich muss jedoch bemerken, dass Scheurer-Kestner bei seinen calorimetrischen Untersuchungen erhebliche Unterschiede in dem Brennwerthe der verschiedenen Arten der Saarkohle ermittelte, Unterschiede, die sich dann bei den mit denselben Kohlensorten im Grossen angestellten Verdampfungsversuchen wiederfanden. Es scheint daher kaum zulässig zu sein, einfach von oberschlesischen Kohlen wie von einer constanten Kohlenqualität zu sprechen. Briz hat bei seinen Versuchen über die Heizkraft der wichtigeren Brennstoffe der Preussischen Monarchie ja auch erhebliche Unterschiede im Brennwerthe der oberschlesischen Kohlensorten gefunden. Wir sind also im Ungewissen, ob die verwandte Kohle einen höheren oder geringeren Werth



Digitized by Google

besessen hat und schon dieser Umstand macht die Anstellung von Vergleichen, wie Hr. Brauer sie gemacht hat, bedenklich.

Hr. Brauer zieht aber am Ende seiner Mittheilung noch einen Schluss, der auf einem Missverständnisse beruhend leicht zu Missverständnissen Veranlassung geben kann und daher eine kurze Betrachtung verdient. Es heisst dort nämlich: „Nach den auf der Kaiserlichen Werft zu Wilhelmshafen mit grosser Genauigkeit ausgeführten Versuchen (Zeitschrift des Verbandes der Kesselüberwachungsvereine, Juni 1878) mit 101 verschiedenen Kohlensorten und mit einem speciell für diese Zwecke gebauten Schiffskessel von 100$^{qm}$ Heizfläche gaben die Oberschlesischen Kohlen nahezu die mangünstigsten Resultate, durchschnittlich 7,06fache Verdampfung, während dieselbe bei den westfälischen Kohlen bis auf 8,776 stieg. Bei Vergleichung der an dem Schmidt'schen Kessel erzielten Resultate mit den Ergebnissen von Versuchen, bei denen Kohlen bester Qualität verwandt wurden, müssten also die Verdampfungsziffern etwa mit $\frac{8,776}{7}=1,254$ multiplicirt werden."

Die Resultate der erwähnten Wilhelmshafener Versuche finden sich vor allem in der „Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen" XXV (1877), S. 63 und sodann durch neue Ergebnisse vermehrt ebendaselbst XXVII (1879), S. 185. Hr. Brauer lobt die Genauigkeit, mit welcher diese Versuche angestellt sind. Nun ja — das verdampfte Wasser ist genau gemessen und die verbrannte Kohlenmenge ist sorgfältig gewogen worden, endlich ist die Verbrennung der Kohlen mit Sorgfalt geleitet worden. Für die Zwecke der Marineverwaltung genügten diese Beobachtungen, wie ich sehr wohl weiss, vollständig. Vom wissenschaftlichen und allgemein technischen Standpunkte aus sind die Versuche aber von geringem Werthe. Nicht einmal die Temperatur der abgehenden Feuerluft ist beobachtet worden! Ferner ist weder untersucht, wie viel Wasser im abgehenden Dampfe sich vorfand, noch wie viel Luft bei der Verbrennung pro Kilogramm Kohle consumirt wurde. Ohne diese Daten ist eine Verwerthung der erhaltenen Resultate für andere Zwecke, als die des einfachen Vergleiches der Verwendbarkeit der Kohlen für die Heizung von Schiffskesseln unmöglich. Es ist zu bedauern, dass die Marineverwaltung die Notirung der Endtemperaturen der Feuerluft und die so einfache Untersuchung der Gase mittelst des Orsat-Apparates nicht anstellen lässt, ich bin überzeugt, dass auch praktische Resultate aus der genaueren Untersuchung des Heizprocesses hervorgehen würden. Freilich hat auch Hr. Brauer bei seinen Versuchen die Zusammensetzung der Rauchgase nicht ermittelt und damit eine eingehende Prüfung der von ihm erlangten Resultate unmöglich gemacht.

Es wurden nun in Wilhelmshafen beispielweise stündlich pro Quadratmeter Heizfläche 31,4 und 26,4$^{kg}$ Wasser (auf Dampf von 150° Temperatur von 0° an gerechnet) verdampft, während die Höhe der von der Wasseroberfläche des Kessels stündlich verdampften Wassersäule resp. 455$^{mm}$ und 382$^{mm}$ betrug. Da, wie es scheint (es fehlen die betreffenden Angaben) die Verdampfung bei offenem Mannloche, also unter atmosphärischem Drucke, stattfand, so würde die in der Secunde entweichende Dampfmenge eine Schicht von bez. 210$^{mm}$ und 196$^{mm}$ Höhe gebildet haben. Es ist nun nicht bekannt, wie das Vermögen des Dampfes, Wasser mitzureissen, durch die Grösse des Dampfraumes und vor allem durch die Dampfdichte beeinflusst wird und desshalb lässt sich über die oben gegebenen, sowie über die übrigen Resultate nichts sagen, als dass es nicht unwahrscheinlich ist, dass der Dampf viel Wasser mit sich gerissen hat.

Ebenso sehr tappen wir im Dunkeln bezüglich der Frage, wie die Ausnutzung der Heizkraft des verbrannten Materiales eigentlich war. Wäre die zur Verbrennung verbrauchte Luftmenge und die Temperatur bekannt, mit der die Heizgase in den Schornstein gingen, so liesse sich annähernd die Anfangstemperatur derselben ermitteln und dann ein Schluss darauf machen, ein wie grosser Theil der entwickelten Wärmemenge durch den Schornstein entwich.

Wie Hr. Brauer angiebt, sind die Versuche mit einem speciell für solche Zwecke gebauten Schiffskessel angestellt worden. In dem Zusammenhange, in welchem diese Aeusserung steht, kann sie nicht anders aufgefasst werden, als dass der Kessel geeignet gewesen ist, den besonderen Erfordernissen, welche die gute Verbrennung der einzelnen Kohlensorten heischt, zu entsprechen. Aber grade das Gegentheil war der Fall! Der Kessel war, und zwar der Natur der Sache gemäss, so angefertigt, dass seine Verhältnisse „den Proportionen der in der Marine hauptsächlich in Gebrauch stehenden Kesseltypen gleich waren." Diese Proportionen sind aber zunächst auf die Verbrennung einer rauchfreien anthracitischen Kohle berechnet, und durchaus nicht auf die Verbrennung einer stark rauchenden Gaskohle. Die Redaction der Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen bemerkt daher ausdrücklich (vgl. a. a. O. S. 74) folgendes: „Es bedarf wohl kaum der Erwähnung, dass diese Reihenfolge (der Leistungen der einzelnen Kohlensorten) nur für die Umstände, unter denen der Versuch ausgeführt worden ist, namentlich auch nur für das bei demselben angewandte Kesselsystem Geltung hat."

Gasreiche Kohlen, die den Newcastle-Kohlen ähnlich sind, bedürfen eines geräumigen Verbrennungsraumes, in welchem sich die aus ihnen entwickelten Kohlenwasserstoffe mit der noch unverbrannten Luft mischen und sich dann entzünden können. Der Wilhelmshafener Kessel hatte nun pro Kilo stündlich verbrannter Kohle 0,021$^{cbm}$ Raum in der Verbrennungskammer, dem zwischen Feuerraum und Röhrensystem liegenden Theile der Feuerzüge. Als die Grubenbesitzer von Newcastle Versuche anstellten, um die Verdampfungsfähigkeit ihrer Kohlen der Englischen Marinebehörde gegenüber zu zeigen, liessen sie „für solche Zwecke" einen Schiffskessel bauen, der einen ebensolchen Raum von 0,021$^{cbm}$ besass und erhielten nun mit ihren Kohlen erheblich günstigere Resultate, als sie bisher in den gewöhnlichen, für die Verbrennung von Waleskohlen gebauten Schiffskesseln erhalten worden waren (Engineer 1858, I, S. 99 u. ff.). Es ist somit nicht unwahrscheinlich, dass auch der Wilhelmshafener Kessel bei anderen Abmessungen der Verbrennungskammer bessere Resultate mit schlesischen Kohlen erzielt haben würde, als jetzt geschehen ist.

Hr. Brauer sagt, dass „die Verdampfung bei westfälischen und ausländischen Kohlen bis auf 8,776 stieg." Eine so hohe Verdampfungsziffer ist aber nur von einer einzigen Kohle erreicht, die freilich weder westfälischen noch ausländischen Ursprunges war, sondern aus dem Wurmreviere stammte. Die höchste an einer westfälischen Kohle beobachtete Verdampfungsziffer ist 8,731; dieselbe Kohle, von der eine grössere Lieferung für die Marine bestellt wurde, ergab eine Verdampfung von 8,338 bei den Probeversuchen, die später zur Ermittelung der Beschaffenheit der ganzen Lieferung angestellt wurden. Eine andere westfälische Kohle zeigte bei den gleichen Probeversuchen eine Verdampfung von 8,194$^{kg}$. Nun sind von diesen beiden Kohlensorten bei den Versuchen stündlich im Ganzen je 305 und 278$^{kg}$ verbrannt worden, welche bezüglich 2584 und 2281$^{kg}$ Dampf lieferten, während von den oberschlesischen Kohlen im Mittel stündlich 408$^{kg}$ verbrannt worden sind, welche 2783$^{kg}$ Wasser verdampften. Es sind also im letzteren Falle bez. 8 pCt. und 22 pCt. mehr verdampft worden. Bei einem schwach betriebenen Kessel bringt eine Einschränkung der Verdampfung nm 8 pCt., oder eine entsprechende Vermehrung der Heizfläche nur eine sehr geringe Verbesserung des Nutzeffectes, aber wenn, wie in Wilhelmshafen, pro Quadratmeter Heizfläche stündlich 3—4$^{kg}$ Kohlen verbrannt werden, so macht ein Unterschied von 8 pCt. in der verdampften Wassermenge in Bezug auf den Kohlenverbrauch schon mehr aus. Es befand sich also namentlich die zweite westfälische Kohlensorte erheblich im Vortheile, sowohl gegen die erstere, als auch gegen die oberschlesische Kohle.*)

Ich muss mich der Schätzung enthalten, um wie viel die Leistung der oberschlesischen Kohlen durch die für sie wenig geeignete Construction des Kessels und durch den absoluten Mehrbetrag der von ihr stündlich entwickelten Dampfmenge

*) Es scheint nothwendig zu sein, dass die Admiralität bei ihren Probeversuchen stets nahezu gleiche Wassermengen von den einzelnen Kohlensorten verdampfen lässt. Wären mit der zweiten Kohlensorte auch 2584$^{kg}$ Wasser stündlich verdampft worden, so wäre die Verdampfungsziffer möglicherweise nm 10 pCt. geringer ausgefallen, als jetzt der Fall ist.

Digitized by Google

verringert worden ist, aber beide Punkte zusammen werden das Resultat so erheblich beeinflussen, dass ein Vergleich, wie ihn Hr. Brauer anstellt, unstatthaft erscheinen muss.

Der Besitzer eines Schmidt'schen Kessels, welcher nun auf Grund der Aeusserungen Hrn. Brauer's sich eine gute Qualität westfälischer Kohle bestellte, würde seine Erwartungen möglicherweise schon deshalb nicht erfüllt sehen, weil selbst unter den westfälischen Fettkohlen gar manche eine Verdampfung von $8{,}5^{kg}$ pro Kilogramm Bruttokohle nicht erreichen; die westfälischen Gaskohlen, welche Hr. Brauer, wie ich annehme, stillschweigend bei seinem Vergleiche ausschliesst, haben natürlich erheblich kleinere Verdampfungsziffern. Auch ist zu berücksichtigen, dass möglicherweise die von einer Zeche im gewöhnlichen Verkehre gelieferte Kohle nicht so aschenfrei sein wird, wie die der Marine gelieferte, mit grösster Sorgfalt geförderte Kohle.

Ich komme nun zu einem neuen Einwande gegen die Vergleichungsmethode Hrn. Brauer's, welcher sich aus der näheren Erörterung des Heizungsvorganges ergiebt.

Die westfälische Kohle hat brutto $8{,}5^{kg}$ verdampft, während der Quadratmeter Heizfläche stündlich $25{,}6^{kg}$ Dampf lieferte. Bei einer solchen Intensität der Dampferzeugung betrug bei den bekannten Mülhausener Versuchen vom Jahre 1860 (Civilingenieur IX. S. 480) die Temperatur der abgehenden Feuerluft etwa 450°. Ich will diese Zahl auch für den Wilhelmshafener Schiffskessel als gültig annehmen, obgleich ich mir sehr gut bewusst bin, von wie mancherlei Umständen der Grad der Uebereinstimmung dieser Annahme mit der Wirklichkeit abhängen wird. Wenn nun in Schmidt'schen Kessel dieselbe Endtemperatur bei der Verwendung westfälischer und oberschlesischer Kohle mit 225° stattfindet, so ist zur Vergrösserung der Verdampfung gegen die in Wilhelmshafen erreichte Ziffer von $8{,}5^{kg}$ diejenige Wärmemenge disponibel, welche der Abkühlung der Feuerluft von 450° auf 225° entspricht. Wäre uns nun die Menge der entstandenen Gase auch nur annähernd, so wie sie ja durch den Orsat-Apparat ermittelt werden kann, bekannt, so wäre sogleich eine Antwort auf die Frage möglich, ob der Temperaturdifferenz von $450 - 225 = 225°$ eine Mehrverdampfung von event. 24 pCt. entspricht. Eine solche müsste aber auf den Betrag der von Hrn. Brauer angeführten $8{,}216^{kg}$ stattfinden, wenn die Verdampfung im Verhältnisse von 1,354 bei den Schmidt'schen Kessel, also im Falle seiner günstigsten, bisher von mir nicht berücksichtigten Leistung von $8{,}68$ auf $1{,}354 \cdot 8{,}68 = 10{,}685^{kg}$ steigen sollte. Wenn aber einer Differenz von 225° in der Temperatur der entweichenden Gase etwa 24 pCt. der Verdampfung entsprechen sollen, so dürfte die Anfangstemperatur der Heizgase nur $4 \cdot 225 + 450 = 1350°$ betragen. Bei einer Verdampfung von $8{,}68^{kg}$ Wasser pro Kilogramm Kohle, und von $25{,}6^{kg}$ pro Quadratmeter und Stunde wird die Anfangstemperatur indessen wahrscheinlich eine wesentlich höhere gewesen sein und mithin die Differenz von 225° einem unter 25 pCt. bleibenden Theile der Verdampfung entsprechen. Es wäre also eine Vergrösserung der Verdampfung um 25 pCt. nicht zu erreichen. Sollte bei den Wilhelmshafener Versuchen viel Wasser vom Dampfe mitgerissen worden sein, so wird die Anforderung, die an die westfälische Kohle bei ihrer Verbrennung unter dem Schmidt'schen Kessel zu stellen ist, noch erhöht. Wären z. B. 10 pCt. Wasser im Dampfe vorhanden gewesen, so wird dadurch das ermittelte gegenseitige Verhältniss des Werthes der oberschlesischen und westfälischen Kohle von 1,354 nur wenig geändert werden, aber beim Schmidt'schen Kessel müsste die Leistung der westfälischen Kohle, welche nur noch ca. $(8{,}776 \cdot {}^{9}/_{10}) = 7{,}9^{kg}$ betragen würde, noch unverändert auf $1{,}354 \cdot 8{,}68 = 10{,}685^{kg}$ steigen, also sich um fast 40 pCt. erhöhen.

Man sieht, dass die von Hrn. Brauer angewandte Berechnungsweise doch zu summarisch ist, und dass ohne Kenntniss und Berücksichtigung der Luftmengen, verbunden mit derjenigen der Endtemperaturen keine sichere Aeusserung darüber möglich ist, was mit einer anderweitig erprobten Kohlensorte bei ihrer Verwendung unter dem Schmidt'schen Kessel zu erreichen sein wird.

So weit nun aber unsere Kenntniss des Brennwerthes der Steinkohlen reicht, scheint es überhaupt nicht möglich zu sein, durch Verwendung einer bestimmten Kohlensorte eine um 25 pCt. bessere Verdampfung zu erzielen, als die $8{,}68^{kg}$ betragende einer anderen Kohlensorte von sehr niedrigem Aschengehalte. Scheurer-Kestner hat (Compt. rend. 1869. S. 412) bei einer Fettkohle einen Brennwerth von 9628 Cal. für das Kilogramm der brennbaren, aschen- und wasserfreien Substanz gefunden, während er bei den, den oberschlesischen Kohlen ähnelnden Saarkohlen als Minimum einen Heizwerth von nur 8225 Cal. ermittelte (Civilingenieur XV. S. 221). Nimmt man an, dass die durch Abkühlung und mangelhafte Verbrennung entstehenden Verluste an Wärme in beiden Fällen den gleichen Procentsatz ausmachen und dass bei der Verwerthung von zwei analogen Kohlenqualitäten die Verbrennung so geleitet wird, dass die gleiche Wärmemenge schliesslich in den Schornstein entweicht, so wird, wenn diese Wärmemenge pro Kilogramm der verbrannten Kohle 1200 Cal. beträgt, die Leistung der beiden Kohlen sich wie 7025 : 8428 oder rund wie 1 : 1,2 verhalten, was nur ein Mehrbetrag von 20 pCt. wäre. Würden aber beide Kohlen unter Zuleitung des gleichen Luftquantums unter einem Kessel von gleicher Heizfläche verbrannt, so würde in den dann mit höherer Endtemperatur abgehenden Verbrennungsproducten der höherwerthigen Kohle eine grössere Wärmemenge entweichen, als in denen der geringeren Kohle, und wäre mithin noch nicht einmal eine um 20 pCt. bessere Leistung der ersteren möglich. Wäre der Heizwerth der oberschlesischen Kohle grösser als 8225 Cal., so würde sich die mögliche Mehrverdampfung noch mehr reduciren. Eine 25 pCt. betragende Mehrleistung einer besseren Kohle liesse sich nur dann erzielen, wenn eine sehr grosse Wärmemenge in den abgehenden Heizgasen enthalten, also bei einer durch grossen Luftzutritt unvortheilhaft gemachten Verbrennung.

Die Annahme, dass 1200 Cal. mit dem Rauche entweichen, entspricht den Vorgängen einer normalen Verbrennung. Die Endtemperatur ist 225°, beträge dann die Anfangstemperatur 1400°, was einer Verbrennung mit nicht ganz doppeltem (dem theoretisch erforderlichen gegenüber) Luftquantum entsprechen würde, so würde die bei der Verbrennung entwickelte Wärme $1400 \cdot \frac{225}{1200} = 7500$ Cal. betragen. Diese Wärmemenge würde einem Heizwerth der Kohle von 8225 Cal. recht wohl entsprechen, wenn die unvermeidliche Unvollkommenheit der Verbrennung und der aus der Verdampfung des hygroskopischen und des chemisch gebundenen Wassers der Kohle entstehende Wärmeverlust berücksichtigt wird.

Zum Schlusse will ich noch untersuchen, unter welchen Verhältnissen eine Verdampfungsziffer von $8{,}68$, $1{,}354 = 10{,}68^{kg}$ möglich sein wird. Nehmen wir den höchsten Brennwerth mit 9628 Cal. als Grundlage an und rechnen nur auf 4 pCt. Asche und 3 pCt. mechanisch beigemengtes Wasser, so hat das Kilogramm Bruttokohle $9628 \cdot 0{,}93 = 8954$ Cal. disponibel. Beträgt das bei der Verbrennung gebildete und das hygroskopische Wasser 30 pCt. vom Gewichte der Kohle, so gehen durch die Verdampfung und Ueberhitzung desselben etwa 200 Cal. verloren und bleiben $8954 - 200 = 8754$ Cal. Um $10{,}68^{kg}$ Dampf zu bilden, sind bei 15° Temperatur des Speisewassers und 196° Dampfwärme unter Berücksichtigung einer geringen Ueberhitzung $650 \cdot 1088 = 7172$ Cal. pro Kilogramm Kohle erforderlich und bleiben also $8754 - 7172 = 1582$ Cal. für Verluste übrig. Zum Anheizen waren $150^{kg}$ nöthig, welche also durch die Abkühlung innerhalb des sechszehnstündigen Stillstandes des Kessels verloren gegangen waren. Rechnet man, dass die Abkühlung während der achtstündigen Betriebszeit den gleichen Betrag pro Stunde, im Ganzen also $75^{kg}$ consumirt hat, so macht das auf die verbrannten $950^{kg}$ etwa 8 pCt., entsprechend einem Verluste von $0{,}08 \cdot 8754 = 700$ Cal. pro Kilogramm Bruttokohle. Es bleiben somit $1582 - 700 = 882$ Cal. für Verluste durch unvollständige Verbrennung und für die im Rauche fortgehende Wärme übrig. Wäre die Verbrennung nun vollständig gewesen, so wäre im Rauche doch nur $\frac{882}{8754}$ = rot. 0,1 der disponiblen Wärme entwichen. Es müsste demnach, da der Rauch 217,4° warm war, die Anfangstemperatur $10 \cdot 217{,}4 = 2174°$ betragen haben. Es würde also eine Verdampfungsziffer = $10{,}68$ bei einer Temperatur der Rauchgase von 217° nur mit der allerbesten, fast aschenfreien Kohle, bei geringem Betrage der Abkühlung, bei einer

Digitized by Google

vollständigen Verbrennung und unter Nichtberücksichtigung des zum Anheizen erforderlichen Kohlenquantums zu erzielen sein.

Ich brauche wohl kaum hinzuzufügen, dass ich mit vorstehenden Bemerkungen keineswegs der Verbreitung des Schmidt'schen Kessels entgegenzuwirken beabsichtige. Ueber sein Detail erlaube ich mir, wie ich schon oben sagte, kein Urtheil, ebenso wenig habe ich die Frage hier zu erörtern, ob Wasserröhrenkessel zu empfehlen sind, aber als Dampferzeuger betrachtet, ist der Schmidt'sche Kessel jedenfalls theoretisch rationell angeordnet. Natürlich ist es aber auch möglich, mit anderen Kesseln Resultate zu erreichen, die den von Hrn. Brauer ermittelten ähnlich sind. Ich erinnere z. B. an den in Bd. XXI (1877) S. 473 beschriebenen Tenbrinkkessel, mit welchem bei Verwendung von Saarkohle (Heinitz Ia) eine Verdampfungsziffer gleich 9,30, auf Nettokohle berechnet, im Tag- und Nachtbetriebe erreicht wurde, während pro Quadratmeter und Stunde 17,38 Wasser von 0° auf 150° verdampft wurden und die Wärme der abgehenden Gase 136° betrug. Bei 13,98 specifischer Verdampfung stieg die Verdampfungsziffer auf 9,8. Der durch Versuche ermittelte Wassergehalt des Dampfes betrug in max. 3 pCt.

## Ueber Herstellung von Emaille ohne Tiegel.

Im Februarheft der Zeitschrift (S. 99) findet sich ein Artikel über das Emailliren gusseiserner Geschirre, in welchem auch der Herstellung der Emaille selbst Erwähnung gethan ist, und zwar derjenigen Methode, bei welcher die Bestandtheile der Emaille in Tiegeln zusammengeschmolzen werden, welche in ihrem Boden ein Loch haben, wobei die geschmolzenen, durchgelaufenen Massen in einem unter dem Roste befindlichen Untersatz aufgefangen werden. Die schlesischen Werke, welche der Verfasser jenes Artikels besonders in Betracht gezogen hat, benutzen Coks als Brennmaterial.

Wie bei anderen, bisher auf Tiegel und Coks angewiesenen technischen Processen hat sich auch bei der Darstellung der Emaille das Bedürfniss herausgestellt, nicht nur die Tiegel zu beseitigen, sondern auch sich von dem Coks zu emancipiren. Es ist dies besonders wichtig für diejenigen Werke, welche Braunkohlen, Torf etc. in ihrer Nähe haben.

Dieser Frage bin ich nun näher getreten und ich habe dieselbe praktisch gelöst.

Schon im Jahre 1865 legte ich in dem Eisenhütten- und Emaillirwerke „Paulinenhütte" zu Neusalz a. d. Oder einen Emaille-Schmelzofen ohne Tiegel an, welcher mit Braunkohlen aus Grünberg betrieben wurde. Die in diesem hergestellte weisse Emaille wurde für gusseiserne Geschirre verwendet. Neuerdings habe ich auf dem Emaillirwerke der Herren Philippi & Otto zu Stromberg bei Bingerbrück zwei Oefen eingerichtet, welche die Emaille für gestanzte Blechgeschirre produciren. Der eine dieser Oefen liefert weisse, der andere blaue Emaille.

Diese Oefen nun gehören zu den Regeneratiy-Gasöfen, und haben speciell die letzt genannten eine Leistungsfähigkeit von circa 700 bis 800 pro 24 Stunden.

Beide Oefen werden durch einen gemeinschaftlichen Gaserzeuger und einen gemeinschaftlichen Schornstein betrieben.

Der Gaserzeuger verbraucht für einen Ofen 600 bis 800 Steinkohlen in 24 Stunden. Sind beide Oefen gleichzeitig im Betriebe, so ist der Verbrauch geringer.

Das Verfahren bei der Herstellung ist folgendes: Die vorher gut gemischten Rohmaterialien werden in den Ofen eingetragen und zwar circa 200—250 bis auf einmal. Das Feuer streicht über die Masse fort und bringt sie zum Schmelzen. In ähnlicher Weise wie das Gemenge in einem Glasofen mit Wannenbetriebe. Nachdem die Masse vollkommen durchgeschmolzen ist, nachdem dieselbe dünnflüssig geworden und nachdem insbesondere die Gasentwickelung aufgehört hat, wird dieselbe durch passend construirte Abstichöffnungen abgelassen und stürzt in Wasser, in welchem sie abschreckt und sich in grobkörniges Pulver verwandelt, welches ohne Weiteres zum Vermahlen geeignet ist. Es fallen also diejenigen Kosten weg, welche mit dem Zerklopfen der in gewöhnlichen Durchlauftiegeln erhaltenen Masse verbunden sind.

Die Erfahrung hat nun gezeigt, dass bei diesem Verfahren gegenüber dem in den Tiegeln am Flussmitteln gespart wird, ohne dabei die nothwendige Leichtflüssigkeit der Emaille zu beeinflussen. Der Grund hierfür ist darin zu finden, dass im Ofen ohne Tiegel die Masse so lange im Ofen bleiben muss, bis dieselbe complett durchgeschmolzen wird, also bis die Flussmittel sich gleichmässig in der Masse vertheilt haben, was durch Probeentnahme controlirt werden kann. Ist dieser Punkt erreicht, dann wird abgestochen. Bei dem Durchlauftiegel dagegen läuft jedes geschmolzene Theilchen, mag es viel oder wenig Flussmittel aufgenommen haben, sofort ab. Eine Controlle, ob die Flussmittel sich gleichmässig vertheilt haben, ist nicht möglich; auch ist eine Möglichkeit, hierauf einen Einfluss auszuüben, nicht vorhanden. Das Loch im Boden ist einmal da, und Alles, was nur irgend flüssig ist, läuft ab. Wenn man die durchgelaufenen Massen der Tiegelöfen zerschlägt, so findet man auf den Bruchstellen häufig verschiedene Färbungen, ein Kennzeichen ungleichmässiger Zusammensetzung, während die im Ofen ohne Tiegel hergestellte Masse stets gleichartige Nüancen zeigt.

Für die Herstellung guter Emaille, und daraus folgend Verminderung von Ausschuss bei der fertigen Waare, ist aber vor allen Dingen die grösst mögliche Sauberkeit und Reinlichkeit eine oft nicht genügend geschätzte Bedingung.

Durch Anwendung der Gasfeuerung wird aber dieser Bedingung in jeder Weise Rechnung getragen.

Die Gaserzeuger werden ausserhalb des Schmelz- resp. Emaillirraumes angelegt; folglich kommt weder das Rohmaterial noch die fertige Emaille mit Kohlen und Kohlenstaub in Berührung.

Da ferner die Masse aus dem Ofen in Wasser gelassen und einer ferneren Bearbeitung vor dem Mahlen nicht unterzogen wird, so fällt auch jede Verunreinigung in diesem Stadium fort.

Die Unzuträglichkeiten, welche mit der Verwendung von Tiegeln verbunden sind, sind zu bekannt, um darauf zurückzukommen.

Wichtig ist die Möglichkeit, selbst mit Braunkohlen (wie die „Paulinenhütte") oder Torf etc. Emaille zu produciren.

Was nun den Ofen selbst betrifft, so beanspruchr derselbe incl. des nöthigen Arbeitsraumes vor dem Ofen einen Raum von 4 Länge und 3,2 Breite. Die Herstellungskosten belaufen sich auf circa 1500 ℳ excl. Schornstein, und kann ein Ofen in Zeit von 14 Tagen fertig hergestellt werden.

Albert Pütsch, Civil-Ingenieur.

# Literarisches.

**Der Bodensee und die Tieferlegung seiner Hochwasserstände.** Von Max Honsell, Baurath, Mitglied der Grossh. Badischen Oberdirection des Wasser- und Strassenbaues. 1 Band Text, 8°, 192 S. und 1 Atlas mit 11 Tafeln. Stuttgart, Verlag von K. Wittwer, 1879.

Der Bodensee bildet bekanntlich eine aus früheren geologischen Vorgängen abzuleitende mächtige Verbreiterung und Vertiefung des Rheinbettes und empfängt seinen Zufluss, abgesehen von mehreren kleineren, von Norden einfallenden Flüsschen, vorzüglich durch den Oberrhein, welcher bei Rheineck seine in den Alpen gesammelten Fluthen in das Seebecken ergiesst. Als Abflussstelle wird gewöhnlich Constanz genannt; hier treten die Ufer dicht zusammen und der Rhein gewinnt daselbst wieder das Ansehen eines gewöhnlichen Flusses, aber nur auf kurze Länge, denn in der Nähe von Gottlieben, etwa nach 4, erweitert sich das Rheinbett zum zweiten Male und bildet den Untersee, welcher sich nach einer Erstreckung von 21 an der Enge zu Stiegen bei Stein schliesst und den Rhein als Strom endgültig entlässt.

Für die Wasserstände im Rhein bildet der Bodensee bei

Digitized by Google

seiner grossen Flächenentwicklung einen Ausgleicher, so dass die im St. Galler Oberrhein auftretenden schroffen Hochwasser sich zwar in den Seewasserständen wieder erkennen lassen, aber nur in gemilderter Form. Trotzdem erreichen die Schwankungen des Bodensees immerhin noch bedeutende Grössen, die innerhalb der letzten 60 Jahre von 2,60 über bis zu 1,40 unter dem mittleren Seespiegel reichen. Das Seeufer ist mit blühenden Ortschaften dicht besetzt und die nutzbaren Bodenflächen erstrecken sich bis dicht an den Wasserspiegel. Gewöhnliche Hochwasserstände bieten den Gebäude- und Hafenanlagen sowie den Feldern keinen besonderen Nachtheil, da diese von Alters her den Wasserverhältnissen angepasst worden sind. Aussergewöhnlich hohe Wasserstände jedoch, welche im Allgemeinen viel länger dauern, als bei schmalen und langgestreckten Flüssen, sind am Bodensee von grosser Schädlichkeit. Die Wasser treten über Gärten, Felder und Wiesen und namentlich über die niedrigen Riedflächen, überschwemmen die unteren Geschosse der Häuser sowie die Uferstrassen und stören die Benutzung der Hafenanlagen; dann stauen sich die Wasser in den Zuflüssen zum See und verhindern die regelmässige Entwässerung auf weite Strecken landeinwärts. Zerstörung von Erndten, Schädigung von Gebäuden, Wegreissen von Ufergebäuden, nachtheilige Einflüsse auf die Gesundheit der Bewohner sind die Begleiter dieser Hochwasser. Unter diesen Umständen war es natürlich, dass Stimmen laut wurden, welche die Regierungen der Seeuferstaaten aufforderten, geeignete Schritte zur Abwehr der Hochwasserschäden, welche bei der zunehmenden Entwaldung der Hochgebirge und den fortschreitenden Stromverbesserungen noch grössere Maasse annehmen drohten, vorzunehmen. Seit dem Jahre 1852 hatten sich Commissionen von Schweizerischen, württembergischen und badischen Technikern mit der Frage der Senkung der Hochwasserstände beschäftigt, ohne jedoch zu einem endgültigen Entschlusse zu gelangen, weil ein Haupthinderniss jeder Verbesserung in der seit langer Zeit bestehenden künstlichen Verbauung des Seeabflusses bei Constanz zum Zwecke der Anlage von städtischen Rhein-Mühlen erkannt wurde. Ein unerwartetes Ereigniss förderte die Angelegenheit; im Sommer 1852 brannten die Constanzer Mühlen sammt der dortigen hölzernen Rheinbrücke gänzlich ab. Schon im folgenden Jahre vereinigten sich die Regierungen der Schweiz, von Baden, Württemberg und Bayern dahin, das Abflussprofil des Sees bei Constanz von allen Resten der Verbauung, welche die ehemaligen Rheinmühlen sofort zu befreien und für die bald darauf erbaute neue steinerne Brücke bei Constanz die passenden grösseren Lichtweiten festzustellen.

Durch die Räumung des Seeabflusses bei Constanz konnten jedoch, wie auch schon früher eingesehen worden war, die Hochwasserverhältnisse eine wesentliche Aenderung nicht erfahren haben, in sofern sich die Wasserstände des Untersees stets nur sehr wenig von denen des oberen Bodensees unterscheiden. Der eigentliche Hauptzweck, an welchem die etwa auszuführenden Arbeiten zu beginnen hätten, musste demnach am Ausflusse des Untersees zu suchen sein. In den folgenden 20 Jahren ist die Bodenseeregulirung zwar mehrfach Gegenstand von Unterhandlungen gewesen, sie wurde jedoch erst 1874 energisch wieder in Betracht gezogen, als die Regierungen der Schweiz und Badens den Entschluss fassten, ein vollständiges Projekt mit Anfertigung genauer und ins Einzelne gehender Vorarbeiten aufzustellen, und als die Grossh. Badische Bauverwaltung mit der Ausführung dieses Beschlusses beauftragt wurde.

Diese Vorarbeiten sind in den Jahren 1875 und 1876 begonnen und vollendet worden; die Resultate und das auf diese sich stützende Regulirungsprojekt wurde den Regierungen der übrigen Seeuferstaaten, Bayern, Württemberg, Oesterreich und St. Gallen, mit der Aufforderung zur Betheiligung an dem Regulirungswerke in kurzer Darstellung mitgetheilt.

Wenn die 1876 und 1877 eingetretenen bedeutenden und anhaltenden Hochwasser im Bodensee das Interesse an der Senkung des Seespiegels lebhaft förderten, so riefen dieselben andererseits auch eine Opposition gegen die beabsichtigten Regulirungen bei den abwärts liegenden Uferorten hervor, die in einer zu Brugg im Kanton Aarau im Herbst 1877 tagenden Versammlung von Abgeordneten der an den Rhein zwischen dem Bodensee und Basel grenzenden Schweizerkantone Ausdruck fand. Die hier geäusserten Besorgnisse wegen zu erwartender Wasserschäden wurden selbst in der bayerischen Rheinpfalz und im Grossherzogthum Hessen getheilt. Im Januar 1878 trat in Constanz in Folge der oben erwähnten Aufforderung eine von sämmtlichen Seeuferstaaten beschickte technische Commission zusammen, in der zwar die Art der Behandlung und die Grundzüge des vorgelegten Regulirungsprojektes zustimmend anerkannt wurden, in welcher andererseits aber auch die Feststellung eines bestimmten Urtheiles von einem einlässlichen Studium des schwierigen und die mannichfaltigsten Interessen berührenden Gegenstandes abhängig gemacht wurde. Um namentlich diejenigen Regierungen, welche an den Vorverhandlungen nicht betheiligt waren, in den Stand zu setzen, bei etwaigen weiteren vorbereitenden Verhandlungen ihren Interessen entsprechende Stellung zu nehmen, übernahm es die Grossh. Badische Regierung, die Vorarbeiten in entsprechender Weise zu veröffentlichen.

Das vorliegende Werk ist die Ausführung dieser übernommenen Verpflichtung.

Nach diesen kurzen geschichtlichen Bemerkungen, welche einen Zeitraum von mehr als 27 Jahren umfassen, in dem die Senkung der Hochwasserstände im Bodensee Gegenstand von Verhandlungen verschiedener Staatsbehörden war, ist ersichtlich, dass der Inhalt des Werkes: „Der Bodensee und die Tieferlegung seiner Hochwasserstände“ wesentlich technischer Natur sein und ein eingehendes Studium den speciellen Fachkreisen vorbehalten bleiben muss. Es kann nur Aufgabe dieses Aufsatzes sein, auf die Eigenthümlichkeit der obwaltenden Verhältnisse und auf die Reichhaltigkeit der bisher angestellten Voruntersuchungen aufmerksam zu machen.

Der Wasserstand eines Sees ist das Resultat der Zuflüsse und der Wasserverluste. Die Zuflüsse sind theils die an der Erdoberfläche frei sich bewegenden, in den See fallenden Wasserläufe, theils die unter dem Seespiegel ausströmenden Quellen. Die Wasserverluste setzen sich aus Oberflächenverdunstungen, unterirdischen und sichtbaren Abflüssen zusammen. Abgesehen von den Quellen und unterirdischen Abflüssen, die sich der Beobachtung entziehen und meistens wenig ins Gewicht fallen, bleiben demnach einerseits die in den See fliessenden Bäche und Ströme, andererseits die Verdunstung und die sichtbaren Seeabflüsse übrig. Unter entsprechenden örtlichen und klimatischen Verhältnissen kann die Verdunstung so gross wie der Zufluss werden, und es bildet sich dann ein in sich abgeschlossenes Wassergebiet ohne Seeausfluss. Der kaspische See ist das grösste Beispiel hierzu.

In höheren Breiten hingegen überwiegt, wie auch beim Bodensee, der Zufluss, in Folge dessen der Seespiegel so lange steigt, bis sich am günstigsten Punkte ein Ausfauf ausbildet; der See ist dann ein Theil des Flussbettes geworden. In solchen, also auch im vorliegenden Falle, tritt nun ein Wechselspiel zwischen Zuflussmenge, Seespiegelhöhe und Ausflussmenge ein, welches im Einzelnen zu verfolgen, die Hauptaufgabe bei der beabsichtigten Bodenseeregulirung bilden musste. Denkt man sich den Seespiegel im Beharrungszustande in der Weise, dass auf längere Zeit die Wasseroberfläche unverändert sich erhält, so sind die Zuflüsse ebensogross wie die Summe der Verdunstung und des Abflusses. Vermehren sich die Zuflüsse, so steigt der Seespiegel, die verdunstende Wasserfläche wird grösser und der Abfluss wird wirksamer. Da die Menge des abfliessenden Wassers bei einer gegebenen Gestalt des Ausflussprofiles und des anschliessenden Flussbettes allein abhängt von dem Seewasserstande, dieser aber sich nach der Wasserfläche und der Einflussmenge richtet, so übersieht sich, dass der See so lange an Wasser gewinnen wird, als Ausfluss und Verdunstung geringer sind als der Zufluss; dass der See jedoch an Wasser verlieren wird, wenn das Verhältniss sich umkehrt. In Bezug auf das Anschwellen oder Fallen des Sees kommen demnach nicht die einfliessenden Wassermengen allein, sondern die Unterschiede zwischen Zufluss einerseits und Verdunstung und Abfluss andererseits und zwar in einer bestimmten Zeit in Betracht. Die höchsten Seewasserstände können daher eintreten, wenn die Zuflussmengen bereits in der Abnahme, die niedrigsten, wenn letztere wieder in der Zunahme begriffen sind. Da die Zuflussmengen Folgen von klimatischen und geographischen Ursachen sind, auf welche die Technik nur sehr geringen Einfluss üben kann, so bleibt nur übrig,

Digitized by Google

den Seeausfluss zu verändern, wenn man die erwähnten Unterschiede, welche die Seewasserstände bedingen, selbst verändern will. Würde man das Abflussprofil und den zugehörigen Abflusskanal sehr verbreitern, so würden die Seewasserstände in sehr enge Schranken gebracht werden, wohingegen diese beliebig gross gemacht werden könnten, wenn das Abflussprofil entsprechend zusammengezogen würde.

Man sieht auch ein, dass es gelingen muss, dem Seeausflusse solche Gestaltung zu geben, um den Seespiegelschwankungen bestimmte Eigenschaften zu ertheilen. Es würde im Besonderen am Bodensee möglich und unschwer ausführbar sein, die Wasserfläche bei allen Zuflussmengen, also auch in den niedrigen Wasserständen, zu senken und Erscheinungen herbeizuführen, die mit den an den Ufern des Sees entstandenen Cultur- und Verkehrsinteressen durchaus unverträglich wären. Es handelte sich im vorliegenden Falle also darum, die Niederund Mittelwasserstände unversehrt zu belassen und nur die Hochwasser zu senken, eine Bedingung, welche dadurch zu erfüllen ist, dass das Abflussprofil für die kleineren Wasserstände festgehalten, dagegen im Bereiche der grösseren Wasserstände vergrössert, ausserdem aber der Abflusskanal, der Rhein, abwärts von der Abflussstelle entsprechend zur Aufnahme grösserer Wassermengen umgebildet wird. Die Mittel, welche das Regulirungsprojekt zur Verwirklichung der besprochenen Zwecke benutzt, bestehen in zwei getrennten Arbeiten:

1) in der Festhaltung des Niederwasserprofiles in der eigentlichen Seeabflussstelle, der Stiegener Enge (bei der badischen Ortschaft Stiegen, nahe bei dem Schaffhausener Städtchen Stein), durch Anlage von Buhnenreihen, welche mit ihren Kronen etwa bis zum Mittelseestande reichen; ferner in der mächtigen Verbreiterung des Profiles für höhere Wasserstände durch Abgrabung der daselbst durch einmündende Bäche angehäuften Geröllehalden und Bildung von Vorländern in einer Breite von zusammen 270m. Hierbei wird es nöthig, den erwähnten Bächen neue Ausmündungsbetten herzurichten. Nach Vollendung dieser Arbeiten wird die Stiegener Enge für kleine Wasserstände, hingegen die naheliegende Rheinbrücke bei Stein für höhere Wasserstände maassgebend sein.

2) in der Regulirung des Rheines von Stein abwärts bis unterhalb der Mündung des Bieberbaches auf eine Länge von 3575m. Die hierher gehörigen Arbeiten bestehen in der künstlichen Ausgleichung der wechselnden Flussgefälle und in der Aushebung eines entsprechenden Flussbettes. Durch diese Arbeiten wird erreicht, dass bei höheren Wasserständen früher schon grössere Wassermengen als bisher abgeführt werden, ohne dass diejenige Maximalmenge überschritten wird, welche jetzt bei den höchsten Seeständen abläuft. Die letztere Eigenschaft, durch welche eine besondere von Schaffhausen aufgestellte, wesentliche Bedingung erfüllt werden wird, war am schwierigsten zu erreichen.

Wichtig für jeden Betheiligten ist es nun, zu erfahren, welche Senkung der Seespiegel nach Ausführung der projectirten Arbeiten erfahren wird. Die Beantwortung ist dadurch geführt worden, dass nachgerechnet wurde, welche Wasserstände eingetreten sein würden, wenn in einer Reihe von Jahren (1865 bis 1870 und 1875 und 1876) von sehr verschiedenem Wasserreichthum, die Seeabflüsse nach der projectirten Weise vor sich gegangen wären. Es findet sich, dass im Allgemeinen die Senkung der Wasserstände um so bedeutender gewesen wäre, je höher die wirklich eingetretenen Hochwasser selbst gestiegen sind. Das grösste Maass der Hochwassersenkung in den betrachteten Jahren würde 0,72m (im Jahre 1867), das geringste 0,25m (im Jahre 1870) erreicht haben. Die Wasserstände ein und desselben Jahres erleiden in den geringeren Pegelständen geringere Veränderungen und bleiben in den niederen Ständen überhaupt unverändert.

Ein Kostenanschlag stellt die Summe von 1152000 ℳ als Gesammtbausumme der Regulirungsarbeiten nach dem vorliegenden Entwurfe fest.

Volkswirthschaftliche Rücksichten fordern einen Nachweis, dass die zu erwartenden Vortheile den Ausgaben entsprechen. Dieser Nachweis ist, weil die hierzu nöthigen sehr zahlreichen Einzelermittelungen noch nicht zu Gebote standen, zwar vollständig noch nicht erbracht, jedoch sehr wahrscheinlich gemacht worden. Die betreffenden Untersuchungen werden aus dem Grunde besonders schwierig werden, als sie sich nicht nur auf fassbare Beschädigungen an Uferbauten, Gebäuden und Baulichkeiten, auf Nutzungsverluste landwirthschaftlicher Art, auf Erschwerung des Verkehres zu Lande und Wasser erstrecken müssen, sondern ausserdem noch auf die schädlichen Einflüsse der Hochwasser auf die Gesundheit der Anwohner, wenn Häuser in unteren Stockwerken durchnässt und die Abflüsse der Kanalwasser der Städte gehemmt werden. Der weitaus grösste Theil aller dieser angedeuteten Nachtheile wird verschwinden, wenn die höchsten Wasserstände etwa 70cm unter den jetzt erreichten Höhen zurückbleiben.

Schliesslich sei noch der Gunst der angedeuteten wissenschaftlichen Untersuchungen erwähnt, auf welchen der ganze Entwurf gebaut worden ist.

Zunächst handelte es sich, unter Rückprüfung auf die geschichtlichen Urkunden von frühester Zeit bis zur Gegenwart, darum, den Aenderungen im Gebiete des Bodensees nachzuforschen und dann die zu Gebote stehenden physikalischen, hydrometrischen und meteorologischen Aufzeichnungen zu sichten und zu ergänzen, um die nöthigen Zahlenwerthe über Niederschlagsgebiet, Niederschlagshöheu, Verdampfungsgrösse, Wassermengen der Zuflüsse, Wasserhöhen u. dgl. zu gewinnen. Daran reihten sich neue geodätische und hydrometrische Arbeiten am Seeausflusse und den anstossenden Rheinstrecken. Es waren genaueste Messungen der Längen- und Querprofile des Rheines und vor allen Dingen der Geschwindigkeiten der ausfliessenden Wassermengen auszuführen. Bei den im Vergleiche mit gewöhnlichen Strömen wesentlich verschiedenen Verhältnissen eines Seeausflusses mussten die hier herrschenden noch unbekannten hydraulischen Gesetze, welche die Abhängigkeit der Wassergeschwindigkeit vom Ausflussprofile und Seewasserstande darstellen, durch eine Fülle von meisterhaft geleiteten Messungen gefunden und in mathematische Form gekleidet werden.

Erst durch die Gesammtheit der solcherart geschaffenen Messungsmaterialien wurde es möglich, den Entwurf der Bodenseeregulirung den Anforderungen der Wissenschaft entsprechend und mit sicherer Gewähr des Gelingens aufzustellen.

Der Hydrauliker wird in dem vorliegenden Werke vielfach Belehrung und Erweiterung seiner Wissenschaft finden; aber auch jeder sonstige Betheiligte wird durch dasselbe in der für ihn wichtigen Sache zur Klarheit gelangen. Die Arbeit gereicht nicht allein den betreffenden Regierungen, sondern auch besonders den hervorragenden Technikern, in deren Hand die Untersuchungen gelegt wurden und welche zum grösseren Theil zu den technischen Beamten Badens gehören, zur besonderen Ehre.

Wir können nur wünschen, dass der Entwurf glücklich und schnell alle noch zu erwartenden Stadien der Verhandlungen durchlaufe und dass die Senkung der Hochwasserstände im Bodensee zum Segen der schönen Ufergebiete bald zur vollendeten Thatsache gedeihe. H. St.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

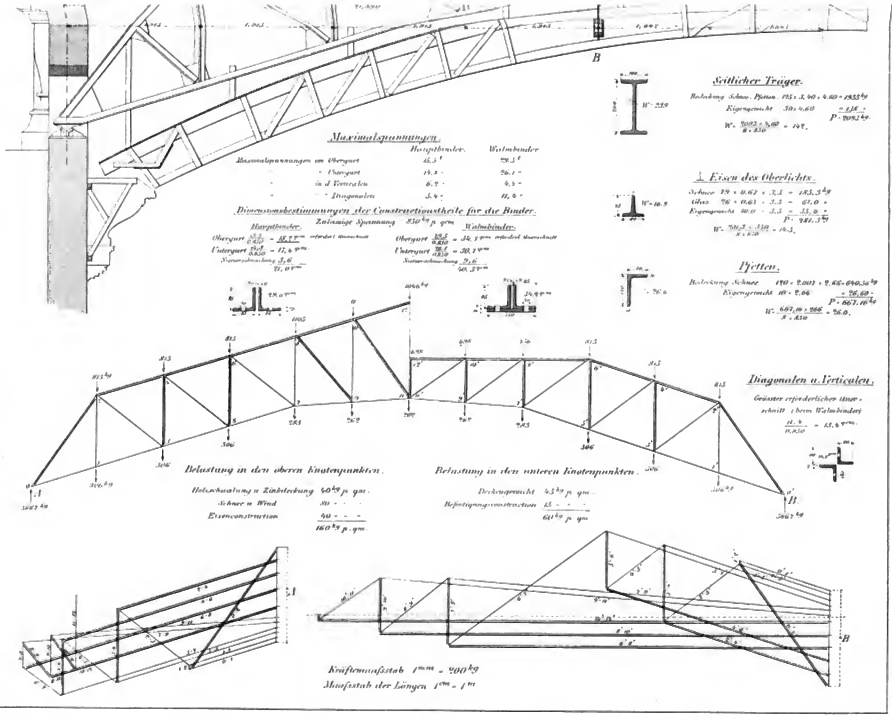
Digitized by Google

**W. Lauter:**

Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a. M.



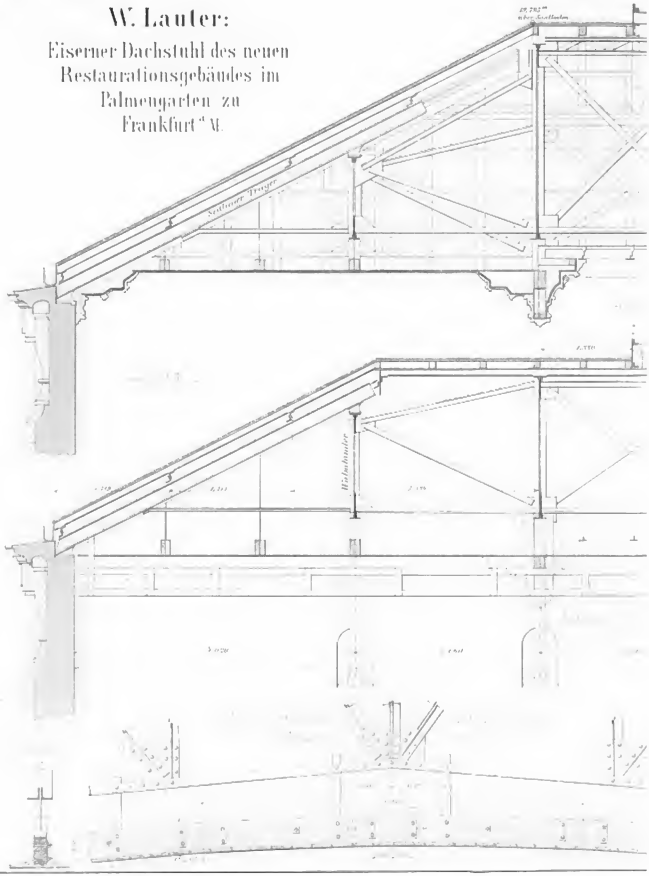
Digitized by Google


B
Seitlicher Träger.
Belastung Schnee Platten 782 × 3,90 × 0,80 = 1955 kg
Eigengewicht 30 × 0,80 = 156 ×
P = 2091 kg.
W = 2091 × 3,90 / 8 × 830 = 12 ᶜᵐ.
Maximalspannungen.
Hauptbinder. Windbinder.
Maximalspannungen im Obergurt 42,5 t 29,1 t
" " Untergurt 19,5 " 26,1 "
" in d. Vertikalen 6,7 " 9,5 "
" " Diagonalen 5,4 " 11,6 "
Dimensionsbestimmungen der Constructionstheile für die Binder.
Zulässige Spannung 850 kg p. qᶜᵐ
Hauptbinder.
Obergurt 42,5 / 0,850 = 46,2 qᶜᵐ erforderl. Querschnitt
Untergurt 19,5 / 0,850 = 21,4 qᶜᵐ
Normalschwächung 25 %
31,0 qᶜᵐ
Windbinder.
Obergurt 29,1 / 0,850 = 34,3 qᶜᵐ erforderl. Querschnitt
Untergurt 26,1 / 0,850 = 30,7 qᶜᵐ
Normalschwächung 25 %
40,5 qᶜᵐ
L Eisen des Oberlichts.
Schnee 79 × 0,62 × 7,1 = 183,3 kg
Glas 76 × 0,61 × 7,1 = 67,0 "
Eigengewicht 40,0 × 7,1 = 33,0 "
P = 283,3 kg
W = 283,3 × 330 / 8 × 830 = 14,2 ᶜᵐ
Pfetten.
Belastung Schnee 190 × 2,041 × 2,45 = 949,50 kg
Eigengewicht 18 × 2,04 = 36,60 "
P = 667,10 kg
W = 667,10 × 266 / 8 × 830 = 26,0 ᶜᵐ
Belastung in den oberen Knotenpunkten.
Belastung in den unteren Knotenpunkten.
Diagonalen u. Verticalen.
Grösster erforderlicher Querschnitt eines Windbinders
11,9 / 0,850 = 13,9 qᶜᵐ
Kräftemaßstab 1ᵐᵐ = 40 kg
Maßstab der Längen 1ᵐᵐ = 1ᵐ

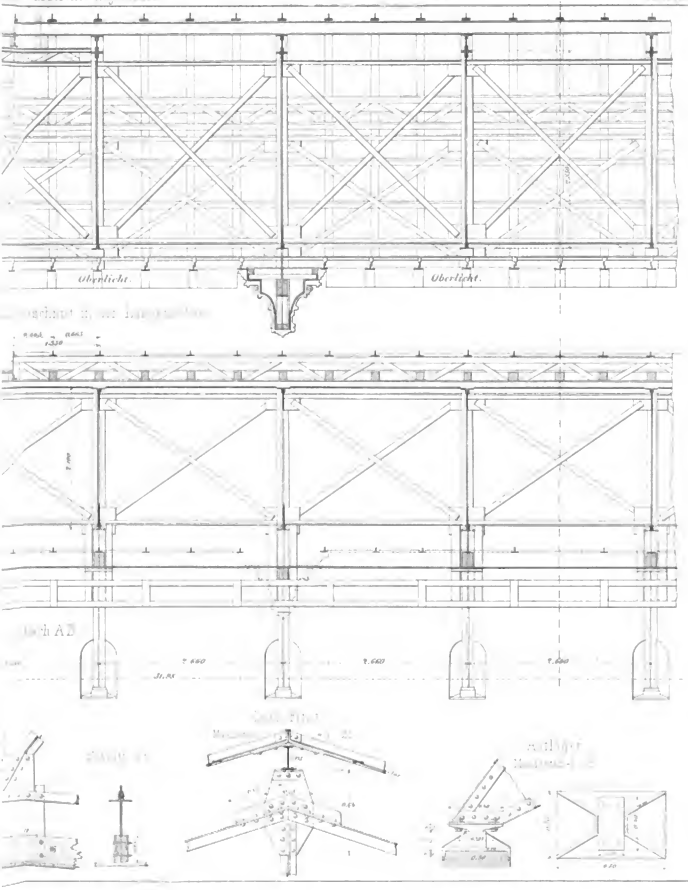
Digitized by Google

# W. Lauter:

## Eiserner Dachstuhl des neuen Restaurationsgebäudes im Palmengarten zu Frankfurt a. M.



Digitized by Google




Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 5. Maiheft.


## Abhandlungen.

### Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern.


Von **F. J. Weiss**, Ingenieur, in Bremen.



(Fortsetzung von Seite 169.)


Um nun zwischen den Pfeilergrundflächen $F$ und den verschiedenen Spannweiten $l$ eine Beziehung einestheils aus den berechneten $F$, anderntheils aus den factischen $F$ der Tabelle V zu gewinnen, tragen wir auf S. 227 für zweigleisige und für eingleisige Brücken sowohl die früher berechneten $F$, als auch die factisch ausgeführten $F$ der Tabelle V als Ordinaten zu den zugehörigen Spannweiten $l$ als Abszissen graphisch auf. Es ergiebt sich aus dieser graphischen Darstellung durch den Anblick sofort, dass der gesuchten Function

$$F = f(l)$$

mit practisch genügender Annäherung gerade Linien zu Grunde gelegt werden können; und zwar

a) für zweigleisige Brückenpfeiler

entsprechen die constructiv abgeleiteten Basisflächen $F$ der Formel:

$$F_2 = 30 + 0{,}60\,l.$$

Es ist aber aus der Darstellung ersichtlich, dass diese Formel für kleine $l$ etwas grössere, für grosse $l$ etwas kleinere Basisflächen ergiebt, als wir selbe in der Praxis ausgeführt finden. Daher setzen wir

$$F_2 = 20 + 0{,}60\,l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19).$$

Diese Function von $l$ entspricht sehr gut der Praxis und entfernt sich nicht sehr von der theoretisch, oder besser gesagt constructiv abgeleiteten Formel.

Das Mittel des Verhältnisses $\frac{B_2}{S}$ hat bei den construirten Pfeilern den Werth 4,50 (etwas gross wegen der spitzig angenommenen Vorköpfe); bei den ausgeführten Pfeilern schwankt $\frac{B_2}{S}$ zwischen 3,1 und 4,3 und beträgt im Mittel 3,70. Nehmen wir schliesslich im Mittel

$$\frac{B_2}{S} = 4{,}00 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Fig. 7

an und setzen eine Basisform mit halbkreisförmig abgerundeten Enden voraus, so wird, nachdem $F_2$ nach vorstehender Formel berechnet ist,

$$S = \sqrt{\frac{F_2}{3{,}9}} \quad \text{und} \quad B_2 = 4\,S \quad . \quad . \quad (21).$$

b) für eingleisige Brückenpfeiler

entsprechen die constructiv abgeleiteten Basisflächen $F_1$ der Formel

$$F_1 = 18 + 0{,}40\,l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Wie die graphische Darstellung auf S. 227 zeigt, schliesst sich diese Function auch sehr gut den factisch ausgeführten Fällen an; wir haben demnach keinen Grund, von ihr abzuweichen.

Während das Mittel des Verhältnisses $\frac{B_1}{S}$ bei den construirten Pfeilern etwa bei 2,90 liegt, beträgt dasselbe bei den ausgeführten Pfeilern = 2,30 (im ersteren Falle auch wieder wegen der langen spitzen Vorköpfform grösser). Wir nehmen schliesslich im Mittel an

$$\frac{B_1}{S} = 2{,}60 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

und erhalten hiermit für an den Enden halbkreisförmig abgerundete Basisformen, nachdem $F_1$ nach vorstehender Formel berechnet ist:

$$S = \sqrt{\frac{F_1}{2{,}40}} \quad \text{und} \quad B_1 = 2{,}60\,S \quad . \quad . \quad (24).$$

Man wird geneigt sein, die aufgestellten empirischen Formeln für die Pfeilerbasis $F$ darum für mangelhaft zu halten, weil dieselben die Pfeilerhöhe nicht berücksichtigen, hohen Pfeilern aber offenbar der Stabilität wegen grössere Grundfläche gegeben werden sollte als niedrigeren Pfeilern.

Der scheinbare Mangel unserer einfachen practischen Formel wird aber dadurch wieder beseitigt, dass man, um die Totalkosten der Brücke möglichst klein zu halten, dort wo höhere, also auch theurere Pfeiler nothwendig werden, weniger solche Zwischenpfeiler anordnen wird, wodurch man grössere Spannweiten $l$ und hiermit nach der Formel auch wieder grössere Basisflächen $F$ erhält. Speciell hierüber wird im III. Abschnitte unserer Abhandlung die Rede sein.

#### Cubikinhalt eines Strompfeilers.

Der Cubikinhalt $J$ eines Zwischenpfeilers derjenigen Sorte, die wir hier betrachten, kann als Function der Basis $F$ und

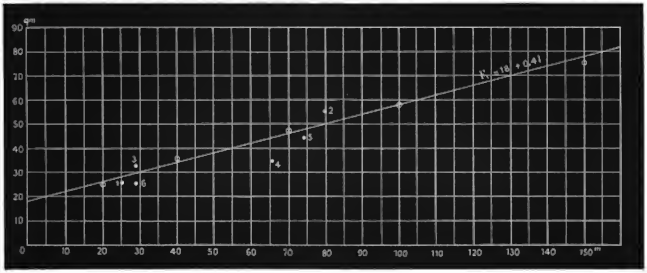



Digitized by Google

## Graphische Darstellung
der
## Basisflächen von eingleisigen Strompfeilern.

o durch Construction gefundene Flächen; • factisch ausgeführte Flächen der in Tab. V, S. 182, aufgeführten Brücken.

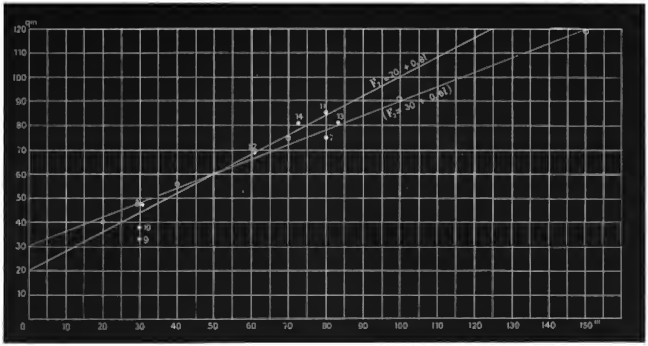
Da die den constructiv erhaltenen Basisflächen entsprechende Function $F_1 = 18 + 0{,}4\,l$ sich den factisch ausgeführten Fällen gut anschliesst, so liegt kein Grund vor, von ihr abzuweichen.




## Graphische Darstellung
der
## Basisflächen von zweigleisigen Strompfeilern.

o durch Construction gefundene Flächen; • factisch ausgeführte Flächen der in Tab. V, S. 182, aufgeführten Brücken.

Den constructiv erhaltenen Basisflächen entspricht die Formel $F_2 = 30 + 0{,}4\,l$; nimmt man indess $F_2 = 20 + 0{,}4\,l$, so entspricht diese Function sehr gut der Praxis und entfernt sich nicht sehr weit von der constructiv abgeleiteten.




Digitized by Google

Fig. 8

der Gesammthöhe $H$ annäherungsweise gesetzt werden

$$J = a\,FH,$$

wo $a$ eine Constante, und im Mittel laut folgender Tabelle VI

$$a = 0{,}85$$

ist, so dass im Mittel

$$J = 0{,}85\,FH \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25).$$

Tabelle VI.

**Cubikinhalte von ausgeführten Brückenpfeilern.**

| Pos. | Brücke | Basis $F$ | Totale Höhe $H$ | Product $FH$ | Wirklicher Inhalt $J$ | Verhältniss $a = \frac{J}{FH}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | qm | m | cbm | cbm | |
| 1. | Rheinbrücke Neuenburg | 81 | 26,70 | 2160 | 1794 | 0,83 |
| 2. | „ Hüningen | 89 | 17,60 | 1560 | 1222 | 0,78 |
| | Project Eiderbrücke | | | | | |
| 3. | grosse Strompfeiler | 64,9 | 24,50 | 1590 | 1374 | 0,86 |
| 4. | „ Drehpfeiler | 43,6 | 24,30 | 1050 | 967 | 0,92 |
| 5. | „ Inundpfeiler | 26,1 | 14,50 | 380 | 326 | 0,86 |
| 6. | „ „ | 26,1 | 12,50 | 326 | 274 | 0,84 |
| | | | | Summa = | | 5,09 |
| | | | | Mittel $= \frac{5{,}09}{6} =$ | | 0,85 |

Nunmehr sollen die nach den im Früheren entwickelten Regeln dimensionirten Pfeiler in Bezug auf die Belastungsgrösse des Fundamentbodens und der untersten Mauerwerksschichten untersucht werden.

Für das Eigengewicht des Oberbaues + grösster Verkehrslast lässt sich, in Tonnen ausgedrückt, folgender allgemeiner Ausdruck finden:

Eigengewicht für 1 Geleise pro lfd. Meter $= 0{,}45 + 0{,}033\,l$
Schienen, Schwellen, Bebohlung pro lfd. Meter $= 0{,}40$
Verkehrslast pro lfd. Meter (bei schweren Güterwagen = 3t, bei schweren Locomotiven = 5t) im Mittel . . . . . $= 4{,}00$
zusammen pro lfd. Meter $= 4{,}85 + 0{,}033\,l$.

Da nun jeder Pfeiler von den beiden benachbarten Feldern von der Länge $l$ die Hälfte der Last zu tragen hat, so wird auf ihn (berrührend vom Eigengewichte des Oberbaues + mobiler Last) pro lfd. Meter und Geleise die Last entfallen

$$O = l\,(4{,}85 + 0{,}033\,l) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

Eigengewicht des Unterbaues. Das Totalgewicht $P$ eines Pfeilers vom Inhalte $J = 0{,}85\,FH$ beträgt, in Tonnen ausgedrückt, bei einem mittl. spec. Gewichte $\gamma = 2$

$$P = \gamma\,J = 2 \times 0{,}85\,FH = 1{,}70\,FH \quad . \quad . \quad (27),$$

wobei $F$ nach den früher bestimmten Formeln für ein- und zweigleisige Pfeiler zu berechnen ist.

Betrachtet man die Belastungsverhältnisse des Fundamentbodens, so ist von diesem Gewichte $P$ der Auftrieb $A$ des verdrängten Wassers abzuziehen, während dieser nicht in Abzug kommt bei Untersuchung der Belastung der untersten Mauerwerksschichten. Der Auftrieb lüfngt von der Tiefe der Pfeilerbasis unter dem Wasserspiegel ab; nehmen wir diese Tiefe für mittlere Verhältnisse der Sicherheit wegen gering etwa zu $0{,}4\,H$ an, so beträgt der Auftrieb in Tonnen

$$A = 0{,}4\,FH \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28).$$

Für

**zweigleisige Brücken**

erhält man dann in Tonnen

1. Eigengewicht des Oberbaues + mobiler Last pro Pfeiler . . . . $O_2 = 2l\,(4{,}85 + 0{,}033\,l)$
2. Basisfläche der Pfeiler . . . . . $F_2 = 20 + 0{,}8\,l$
3. Pfeilergewicht . . . . . $P_2 = 1{,}70\,F_2\,H$
4. totale Belastung der untersten Mauerschichten . . . . . $G_2 = O_2 + P_2$
5. specifische Belastung der untersten Mauerschichten pro Quadratmeter $g_2 = \frac{G_2}{F_2}$
6. Auftrieb . . . . . $A_2 = 0{,}4\,F_2\,H$
7. totale Belastung des Fundamentbodens . . . . . $R_2 = G_2 - A_2$
8. specifische Belastung des Fundamentbodens pro Quadratmeter . . $r_2 = \frac{R_2}{F_2}$.

Hiernach erhält man für verschiedene Spannweiten $l$ und für je drei verschiedene Pfeilerhöhen $H$:

Tabelle VII.

**Belastungsverhältnisse der untersten Mauerschichten und des Fundamentbodens zweigleisiger Brücken.**

| Spannweite | Gewicht des Oberbaues + mobiler Last $O_2$ | Pfeilerbasis $F_2$ | Ganze Pfeilerhöhe $H$ | Pfeilergewicht $P_2$ | Totale Last auf der untersten Mauerschicht $G_2$ | Spec. Druck auf diese Mauerschicht pro Quadratmeter $g_2$ | Auftrieb $A$ | Totale Last auf dem Fundamentboden $R_2$ | Spec. Druck auf Fundamentboden pro Quadratmeter $r_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| m | t | qm | m | t | t | t | t | t | t |
| 30 | 350 | 44 | 10 | 730 | 1080 | 25 | 176 | 904 | 21 |
| | | | 20 | 1460 | 1810 | 41 | 352 | 1458 | 33 |
| | | | 30 | 2190 | 2540 | 58 | 528 | 2012 | 46 |
| 50 | 650 | 60 | 10 | 1020 | 1670 | 28 | 240 | 1430 | 24 |
| | | | 20 | 2040 | 2690 | 45 | 480 | 2210 | 37 |
| | | | 30 | 3060 | 3710 | 60 | 720 | 2990 | 50 |
| 100 | 1630 | 100 | 10 | 1700 | 3330 | 33 | 400 | 2930 | 29 |
| | | | 20 | 3400 | 5030 | 50 | 800 | 4230 | 42 |
| | | | 30 | 5100 | 6730 | 67 | 1200 | 5530 | 55 |
| 150 | 2940 | 140 | 10 | 2380 | 5320 | 38 | 560 | 4760 | 34 |
| | | | 20 | 4760 | 7700 | 55 | 1120 | 6580 | 47 |
| | | | 30 | 7140 | 10080 | 71 | 1680 | 8400 | 60 |

Für

**eingleisige Brücken**

erhält man ebenfalls in Tonnen

9. Eigengewicht des Oberbaues + mobiler Last pro Pfeiler . . . . $O_1 = l\,(4{,}85 + 0{,}033\,l)$
10. Basisfläche der Pfeiler . . . . $F_1 = 18 + 0{,}4\,l$
11. Pfeilergewicht . . . . . $P_1 = 1{,}70\,F_1\,H$
12. totale Belastung der untersten Mauerschichten . . . . . $G_1 = O_1 + P_1$
13. specifische Belastung der untersten Mauerschichten pro Quadratmeter $g_1 = \frac{G_1}{F_1}$
14. Auftrieb (auch wieder bei $0{,}4\,H$ Tauchung) . . . . . $A_1 = 0{,}4\,F_1\,H$
15. totale Belastung des Fundamentbodens . . . . . $R_1 = G_1 - A_1$
16. specifische Belastung des Fundamentbodens pro Quadratmeter . . $r_1 = \frac{R_1}{F_1}$.

Hiernach erhält man für verschiedene $l$ und $H$:



Digitized by Google

Tabelle VIII.

**Belastungsverhältnisse der untersten Mauerschichten und des Fundamentbodens eingleisiger Brücken.**

| Spannweite $l$ | Gewicht des Oberbaues pro 1 lfd. Meter $G_1$ | Pfeilerbasis $F_1$ | Ganze Pfeilerhöhe $H$ | Pfeilergewicht $P_1$ | Totale Last auf der untersten Mauerschicht $G_1$ | Spec. Druck auf diese Mauerschicht pro Quadratmeter $p_1$ | Auflagerdruck $A_1$ | Totale Last auf dem Fundamentboden $R_1$ | Spec. Druck auf den Fundamentboden pro Quadratmeter $r_1$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| m | t | qm | m | t | t | t | t | t | t |
| 30 | 175 | 30 | 10 | 510 | 685 | 23 | 120 | 565 | 19 |
| | | | 20 | 1020 | 1195 | 40 | 240 | 935 | 32 |
| | | | 30 | 1530 | 1705 | 57 | 360 | 1345 | 45 |
| 50 | 325 | 38 | 10 | 650 | 975 | 26 | 152 | 823 | 22 |
| | | | 20 | 1300 | 1625 | 43 | 304 | 1321 | 35 |
| | | | 30 | 1950 | 2275 | 60 | 456 | 1819 | 48 |
| 100 | 815 | 58 | 10 | 980 | 1795 | 31 | 232 | 1563 | 37 |
| | | | 20 | 1960 | 2775 | 48 | 464 | 2311 | 40 |
| | | | 30 | 2940 | 3755 | 65 | 696 | 3059 | 53 |

Aus den beiden letzten Tabellen VII und VIII ersehen wir

a) Belastung der untersten Mauerschichten betreffend:

1) dass bei Pfeilern von 30$^{m}$ Totalhöhe diese Belastung etwa 70$^{t}$ pro Quadratmeter oder etwa 7$^{kg}$ pro Quadratcentimeter beträgt. Für die Herstellung von Pfeilerfundamentmauerwerk, ob dieses nun aus Beton, Ziegel- oder Bruchsteinmauerwerk bestehe, wird man immer gutes Steinmaterial und guten hydraulischen, resp. Cementmörtel verwenden. Solches Material darf man aber mit 10—14$^{kg}$ pro Quadratcentimeter belasten, und hat dann immer noch eine 6—10fache Sicherheit gegen Zerdrückterwerden desselben.

2) Bei Pfeilern von geringerer Höhe ist der spec. Druck auch geringer. Man könnte daher, um an Material zu sparen, für niedrigere Pfeiler kleinere Basisflächen anzunehmen vorschlagen. Wir haben aber früher darauf hingewiesen, dass dies wieder aus constructiven Gründen nicht angeht.

3) Weil die Beanspruchung der untersten Mauerschichten auf Druckfestigkeit noch unter den zulässigen Grenzen bleibt, so wird sie dies um so mehr für die oberen Mauerschichten bleiben, weil unsere Pfeiler sich auch oben nicht so stark verjüngen, als es Körper von gleicher rückwirkender Festigkeit thun würden.

Wir halten sonach die Festigkeit unserer Pfeiler für genügend erwiesen, sobald letztere nicht erheblich höher als etwa 30$^{m}$ werden (die Pfeilerhöhe immer von der Fundamentsohle aus gerechnet).

b) Belastung des Fundamentbodens betreffend:

Wir haben diese Belastung unter der Annahme berechnet, dass die Pfeilerbasen nur 0,4σ der totalen Pfeilerhöhe unter dem Wasserspiegel liegen, während in der Regel der Pfeiler tiefer eintaucht; wir haben damit den Auftrieb des Wassers gering, und die Bodenbelastung gross erhalten und finden, dass diese Belastung pro Quadratmeter für 30$^{m}$ hohe Pfeiler etwa bis 60$^{t}$ oder pro Quadratcentimeter etwa bis 6$^{kg}$ beträgt, während selbe für Pfeiler geringerer Höhe kleiner ist.

Es frägt sich nun, ist dieser Druck im Allgemeinen zulässig?

Mit massiven Brückenpfeilerfundamenten dringt man so tief in den natürlichen Boden ein, dass einestheils ein Unterwaschenwerden des Pfeilers nicht zu befürchten ist, anderentheils bis man ein genügend tragfähiges Bodenmaterial erreicht hat. Als solches gilt im Allgemeinen: Fels, festes Gestein, fester Lehm, abgelagerter Kies und Sand und soll der letztere das am wenigsten tragfähige Material sein.

Bei Pos. 6 unserer früher gegebenen Tabelle V über ausgeführte Brückenpfeiler, nämlich bei der Störbrücke Itzehoe, sind die Strompfeiler auf Grundpfähle mit Betonkopf zwischen Spundwänden gegründet. Die Pfähle sind 5—6$^{m}$ lang. Ihr Kopf steckt 30$^{cm}$ in dem übergeschütteten Betonklotz, ihre Spitze ca. 2$^{m}$ in feinem Sande. Zwischen Beton und Sand besteht der Boden aus nachgiebigem Klai von ca. 3—4$^{m}$ Stärke. Bei der geringen Tiefe des Eindringens in das tragfähigen Sand von nur etwa 2$^{m}$ konnten die Erbauer der Brücke nicht darauf rechnen, dass die seitliche Reibung die Tragfähigkeit des Pfahles wesentlich erhöhe, besonders da neuere Erfahrungen (z. B. bei den Rammarbeiten für den neuen Petrolhafen Hamburgs) zu ergeben scheinen, dass die ursprünglich erzeugte Compression des Sandes später wieder nachlässt; es musste der Sicherheit wegen angenommen werden, die Festigkeit des Sandes sei eine derartige, dass die Grundfläche des Pfahles allein schon die ganze Last aufzunehmen im Stande sei. Die Belastung pro Quadratcentimeter Pfahlquerschnitt, also auch des aus Sand bestehenden Fundamentbodens, betrug 12,50$^{kg}$ und hat sich eine Senkung bei diesem starken Drucke nicht gezeigt.

Bei Pos. 14 derselben Tabelle V, nämlich bei der Rheinbrücke bei Neuenburg, sind die 26,70$^{m}$ hohen Pfeiler pneumatisch auf Kies fundirt. Die Pfeiler sind für die Aufnahme von zwei eingleisigen Brückenträgern gebaut, vorläufig ist nur ein Träger verlegt. Die Belastung der untersten Mauerschichten wird, wenn das zweite Geleise gelegt sein wird, und wenn beide Geleise gleichzeitig belastet sind, 6,30$^{kg}$ betragen. Von dieser Belastung ist der Auftrieb des Wassers abzuziehen, um die Belastung des Fundamentbodens zu erhalten. Die Basisfläche liegt dort etwa 17$^{m}$ unter Niedrigwasser, der Auftrieb beträgt sonach 1,7$^{kg}$ pro Quadratcentimeter und hiermit die spec. Belastung des Fundamentbodens pro Quadratcentimeter = 6,30 — 1,70 = 4,60$^{kg}$.

Nach Franzius (das Bauhandbuch) beträgt die Festigkeit von abgelagertem Sandboden 7,5 — 10$^{kg}$ pro Quadratcentimeter.

Während man so im einen Falle Sand mit 12,50$^{kg}$ ohne Nachtheil, im anderen Falle Kies mit 4,60$^{kg}$ belastet hat, und die Festigkeit von Sand 7 — 10$^{kg}$ beträgt, belasten unsere Pfeiler bis etwa 30$^{m}$ Höhe den Fundamentboden mit höchstens 6$^{kg}$. Die Basisflächen unserer Pfeiler (bis 30$^{m}$ Höhe) sind demnach selbst für den am wenigsten tragfähigen Boden, nämlich Sandboden, immer noch genügend gross, insonderheit, wenn man bedenkt, dass solche Fundirungen auf Sand und dergleichen nur im Flachlande vorzukommen pflegen, dort aber Pfeiler von grösserer Totalhöhe in der Regel eine bedeutend grössere Tauchung unter Wasser haben (wie z. B. auch ohige Neuenburger Rheinbrücke), als wir selbe unserer Rechnung der Sicherheit wegen zu Grunde gelegt haben, wodurch der Auftrieb grösser, die Bodenbelastung kleiner wird.

Massive Pfeiler grösserer Höhe als 30$^{m}$ kommen für Balkenträgerbrücken selten vor, passen also nicht mehr in den Rahmen allgemeiner Regeln und müssen als besondere Bauwerke speciell berechnet und construirt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Digitized by Google

# Ein Mittel zur Hebung des Verkehres auf unseren Eisenbahnen.

Von **G. Krauss.**

(Vorgetragen in der Generalversammlung des bayerischen Bezirksvereines in München am 7. December 1879.)

Seit dem Jahre 1873, dem Jahre des Zusammenbruches so vieler Unternehmungen, ist die Eisenbahnrente in stetigem Rückgange begriffen, der sich auf das Empfindlichste äussert in der Entwerthung der Besitztitel und in den Deficiten einer grossen Zahl von Eisenbahnen.

Es ist selbstverständlich, dass unter solchen Umständen die Verwaltungen darauf bedacht sind, die Betriebsausgaben zu mindern, ohne die Einnahme zu schädigen, und zu untersuchen, an welchen Ausgabeposten gespart werden kann.

Das am nächsten liegende Mittel war die Verminderung der Züge und der Geschwindigkeit. Dieses Mittel ist jedoch immerhin nur bis zu einer bestimmten Grenze zulässig, welche, wenn überschritten, einerseits die Interessen des Verkehres schädigt, andererseits durch Abnahme des Verkehres die Einnahmen vermindert. Eine Verminderung des Dienstpersonales ist unter Beibehaltung der vorhandenen Einrichtungen nur möglich, wenn durch Verminderung der Geschwindigkeit die zu betreibende Linie in eine solche secundären Charakters umgewandelt und es möglich wird, die Bewachung der Bahn und deren Uebergänge zum grossen Theile aufzuheben.

Die Verminderung der Züge hat jedoch ihre bestimmten Grenzen, die häufig schon überschritten waren, ehe man an eine Einschränkung der Ausgaben dachte. In einem bevölkerten civilisirten Lande muss man als das Minimum der in einem Tage zwischen den einzelnen Orten eines Bezirkes stattfindenden Verbindungen eine dreimalige Gelegenheit, betrifft es eine Seitenlinie, so muss man als Regel den Anschluss an sämmtliche Personenzüge der Hauptbahn annehmen. Endlich besteht das Bedürfniss, dass die Verbindungen eines Verkehrs-Mittelpunktes mit den zunächst gelegenen Stationen in kurzen Zwischenräumen stattfinden, die bei dem Verkehre im Innern eines solchen Mittelpunktes, wie es z. B. bei der Untergrund-Railway in London und bei all' unseren städtischen Tramway's der Fall ist, sich bis auf wenige Minuten vermindern.

Man hat die Erfahrung gemacht, dass jene Tramway-Linien, welche nicht häufige Verbindungen unterhalten, dem Verkehrsbedürfnisse nur zum kleinsten Theile genügen, und dass in jenen Städten, in denen infolge weniger bedeutender Bevölkerungszahl eine oftmalige Verbindung nicht rentabel ist, ein Tramway gar nicht bestehen kann. Je kürzer die Entfernungen sind, welche das Publikum zurückzulegen hat, um so öfter muss auch die Möglichkeit vorhanden sein, die Fahrgelegenheit benutzen zu können.

Hat man z. B. einen Weg von 10 Minuten zurückzulegen, so will man keine Viertelstunde warten, bis man eine Fahrgelegenheit benutzen kann; man macht dann entweder den Weg zu Fuss oder man nimmt den ersten besten Fiaker.

Würde man ein bequemes und billiges Fuhrwerk für einen kleinen Verkehr schaffen können, etwa einen Wagen für 6—8 Personen, welcher zu seiner Bedienung nur einen Mann und zu seiner Beförderung eine billige thierische oder mechanische Kraft bedürfte, so würde gewiss auch in Städten von mittlerer Bevölkerung ein Tramway-Betrieb rentabel sein.

Soll eine Verkehrslinie dem Bedürfnisse entsprechen, so muss sie so viele Verbindungen mit den Verkehrsstellen unterhalten, dass das Publikum nicht zu lange auf den nächsten Abgang eines Zuges warten muss und vorzieht, das Ziel der Reise entweder ganz aufzugeben oder dasselbe zu Fuss oder mit anderer Gelegenheit früher zu erreichen. Dieser Bedingung kann nun allerdings nur da Genüge geleistet werden, wo überhaupt ein entsprechender Verkehr vorhanden ist, der die Kosten eines Zuges mindestens deckt. Den Maassstab bilden also die Kosten eines Zuges, und es ist somit wichtig, ein solches Betriebsmaterial anzuschaffen, dass mit ihm Züge zusammengestellt werden können, die ein Minimum der Ausgaben beanspruchen; dass also ähnlich wie im städtischen Tramway-Verkehr ein möglichst geringer Verkehr die Kosten eines Zuges deckt.

So lange die Berlin-Görlitzer Bahn für derartig reducirte Züge nur ihr schweres Betriebsmaterial zur Verfügung hatte, war es ihr nicht möglich, das Bedürfniss des Verkehres durch Localzüge zu befriedigen, und die Bewohner von Berlin, welche die nächsten Stationen besuchten, mussten für eine Reise von wenigen Minuten oft stundenlang warten, bis ein Zug abging, der sie an ihr Ziel brachte. Erst seit Schaffung eines geeigneten Localzuges, der die Kosten auf mehr als $^1/_3$ verminderte, ist es jener Bahn möglich geworden, das Bedürfniss zu befriedigen.

Das Bedürfniss einer oftmaligen Verbindung ist namentlich bei grösseren Städten vorhanden und steht im umgekehrten Verhältnisse zur Entfernung der beiden Zielpunkte einer Reise, resp. im geraden Verhältnisse zur Dichtigkeit des Personen-Verkehrs.

Es mangeln in den Rechenschaftsberichten unserer Eisenbahn-Verwaltungen leider die Angaben über die Dichtigkeit des Verkehrs, und ist es mir deshalb nicht möglich, Ihnen an einem Beispiele zu zeigen, wie sich die Sache in Wirklichkeit gestaltet. Ich muss deshalb meine Zuflucht zu einer idealen Linie nehmen. Denken wir uns eine solche der Verkehrsdichtigkeit entsprechend in 3 Sectionen eingetheilt und von einer Stadt mit 200000 Einwohnern ausgehend, wovon die der Stadt zunächst gelegene Section einen täglichen Verkehr von 1200 Personen, die mittlere Section einen solchen von 600 Personen und die letzte Section einen solchen von nur 200 Personen habe. Nehmen wir nun als das praktische Minimum der Fahrgelegenheit eine täglich viermalige Verbindung in jeder Richtung an, so würden durchschnittlich auf die dritte Section per Zug 25 Personen zu befördern sein. Nimmt man diese Grösse als Verkehrseinheit, resp. als das pro Zug zu befördernde Quantum, so würden auf die zweite Section täglich 12 Züge und auf die erste deren 24 treffen; und da erfahrungsgemäss der Raum der Personenwagen nur mit 25 pCt. ausgenutzt werden kann, so müsste jeder Zug einen solchen für 100 Plätze enthalten. Eine so geringe Ausnutzung dürfte aber bei dem System von Localzügen kaum anzunehmen sein, da es viel weniger der Fall sein wird, dass die in den ersten Sectionen geleerten Wagen bis an die Endstation mitgenommen werden.

Es unterliegt wohl keinem Zweifel, dass eine solche systematische Eintheilung des Verkehres in vorzüglichem Grade den Ansprüchen des Publikums entsprechen würde, aber es dürfte sich fragen, ob eine solche auch praktisch durchführbar ist und ob ein solcher Betrieb nicht aussergewöhnliche Opfer von Seite der Verwaltung erfordert.

Digitized by Google

In dienstlicher Beziehung wird man mir entgegnen, dass ein so dichter Betrieb ein Doppelgeleise erfordert, dass ferner eine grössere Anzahl von Locomotiven nothwendig sind, und dass die Verwaltung das tägliche Verkehrsquantum nicht in so gleiche Theile eintheilen kann, wie es die Gleichheit der Züge erfordern würde, dass namentlich an Sonn- und Festtagen der Verkehr ein mehrfacher gegenüber dem der Wochentage ist.

Ich kann diesen Einwänden die Berechtigung nicht absprechen, aber ich muss behaupten, dass man sich auf solche Verhältnisse einrichten kann. Die Anlage eines Doppelgeleises ist nur eine Geld-Frage, die später ihre Erledigung findet. Die Vermehrung und zeitliche Eintheilung der Züge in einem dem Bedürfnisse angepassten Grade dürfte kaum eine Schwierigkeit haben.

Es ist vor Allem kein Gebot der Nothwendigkeit, die Züge in gleichen Zeitabschnitten abgehen zu lassen, man kann in Tages-Zeiten des grössten Verkehres den Abgang der Züge näher zusammenrücken und umgekehrt ausdehnen. Bezüglich der Ungleichheit des Verkehres an einzelnen Tagen ist es nur nothwendig, dass man die Züge vergrössert und die Grösse der Maschine so wählt, dass sie im Stande ist, einen so verstärkten Zug zu befördern; dabei ist auch nicht ausgeschlossen, dass man bei ungewöhnlichem Andrange von Fahrgästen grosse Züge mit entsprechend starken Maschinen in Dienst stellt. Ganz besonders ist aber zu beachten, dass der Fassungsraum des Wagenmaterials immerhin eine Reserve enthalten muss, sei es bei den getheilten, sei es bei ganzen Zügen. Erfahrungsgemäss wird, wie schon bemerkt, bei den Personenwagen der Fassungsraum zu nur 25 pCt. ausgenutzt; nehmen wir dieses Durchschnittsverhältniss an, so kann gegenüber dem durchschnittlichen Verkehre immerhin eine Schwankung um das vierfache stattfinden, so dass selbst bei einfacher Composition und bei nahezu voller Ausnutzung an Sonntagen die sechs- bis siebenfache Zahl an Passagieren gegenüber den Wochentagen befördert und bei Verdoppelung der Wagenzahl schon ein aussergewöhnlicher Verkehr befriedigt werden kann.

In solcher Weise wurde nun der Localverkehr auf der Berlin-Görlitzer Bahn und zwar für die Section Berlin-Grünau organisirt, indem für den Sommerdienst 6, für den Winterdienst 4 Züge in jeder Richtung zwischen den gewöhnlichen Dienst eingeschaltet wurden. Zur Bequemlichkeit des Publikums wurde dort zugleich die Einrichtung getroffen, dass die Billete im Wagen während der Fahrt ausgegeben wurden. Das Resultat ist ein beide Theile zufriedenstellendes.

Vom 9. September 1878 bis 8. September 1879 wurden 3012 Züge abgelassen und damit 69490 Personen befördert, pro Zug also 23,07 Personen. — Die Länge der befahrenen Strecke beträgt 13,72 $^{km}$; im Ganzen wurden 41324 $^{km}$ zurückgelegt, dabei eine Einnahme von 26294 ℳ erzielt, d. i. pro Zug 8,73 ℳ, pro Person 37,84 ₰ und pro Person und Kilometer 2,75 ₰.

Für diesen Localdienst wird eine 4rädrige 25pferdige Tenderlocomotive, wie sie für den Betrieb von Tramway-Linien von Krauss & Co. gebaut wird, verwendet.

Diese Maschine hat folgende Haupt-Abmessungen:

| | |
|---|---|
| Cylinderdurchmesser | 160 $^{mm}$ |
| Kolbenhub | 300 $^{mm}$ |
| Raddurchmesser | 630 $^{mm}$ |
| Heizfläche | 13,40 $^{qm}$ |
| Dampfspannung | 12 Atm. |
| Axenstand | 1500 $^{mm}$ |
| Das Gewicht der Maschine im Dienst beträgt | 7500 $^{kg}$ |

Die Maschine ist derart eingerichtet, dass sie von einem einzigen Manne bedient werden kann und eine Communication mit dem Wagen möglich ist. Sie ist zugleich mit einer kräftigen Bremse versehen, mittelst derer auf kürzester Strecke der Zug angehalten werden kann.

Der Wagen ist ein Etagenwagen, welcher auf 2 je 4rädrigen Drehgestellen ruht, und für Intercommunication eingerichtet.

Der disponible, durch das Durchfahrtsprofil der Hauptbahnen beschränkte Raum wurde auf das Aeusserste ausgenutzt, wobei bequeme Etagenhöhen erzielt werden mussten. Dies wurde dadurch möglich, dass die Plattform der unteren Etage in die zulässig tiefste Stellung gebracht wurde, wobei man zugleich den Vortheil erreichte, dass die untere Etage keine Stufe nothwendig machte, da deren Plattform mit dem Perron nahezu in eine Ebene zu liegen kam. Zur oberen Etage führt eine bequeme Treppe, welche von Jedermann ohne Anstand benutzt werden kann. Die Sitze sind der Quere nach angebracht und haben beide Etagen einen bequemen Mittelgang, welcher im Bedarfsfalle zu Stehplätzen verwendet werden kann. Auch auf den Vorplätzen der unteren Etage sind Stehplätze vorhanden.

Das Gerippe des Wagens ist ganz aus Profileisen hergestellt, wodurch derselbe neben grosser Solidität auch ein verhältnissmässig geringes Eigengewicht erhielt.

Für den Localdienst Berlin-Grünau hat der Wagen nur Plätze III. Classe; es ist selbstverständlich, dass derselbe jede andere Eintheilung und zwar nicht blos für verschiedene Classen, sondern auch für Post, Gepäck und Stückgut erhalten, und so auch als allen Zwecken dienendes Fahrzeug für Vicinalbahnen verwendet werden kann.

Die Haupt-Abmessungen des Wagens sind:

| | |
|---|---|
| Länge zwischen den Stirnflächen | 9800 $^{mm}$ |
| Aeussere Breite | 3050 $^{mm}$ |
| Lichte Höhe jeder Etage | 2000 $^{mm}$ |
| Ganze Höhe des Wagens über Schiene | 4520 $^{mm}$ |
| Zahl der Sitzplätze in der unteren Etage | 48 |
| „ „ „ „ „ oberen Etage | 52 |
| Zahl der Reserve in Stehplätzen | 46 |
| Gewicht des Wagens | 11290 $^{kg}$ |
| Bodenfläche pro Sitzplatz | 0,59 $^{qm}$ |
| Gewicht pro Sitzplatz | 113 $^{kg}$ |

Die Locomotive mit dem Wagen haben zusammen also nur ein Gewicht von 18790 $^{kg}$.

Welch grosser Unterschied zwischen diesem Materiale und jenem der Vollbahnen ist, mag aus der später folgenden Zusammenstellung ersehen werden.

Um die gleiche Leistung mit dem Materiale der Vollbahn auszuführen, müsste man eine Locomotive mit dem obligaten Schutzwagen und 3 Personenwagen verwenden, welches Material im Ganzen ein Gewicht von 90 $^{t}$ besitzt. Man vermag schon in der colossalen Gewichtsdifferenz der beiden Zugsarten den Vorzug des leichteren Materiales zu erkennen, der übrigens aus der später folgenden rechnerischen Aufstellung näher nachgewiesen wird.

Man wird mir entgegnen, dass infolge Einstellung von Localzügen zweierlei Material angeschafft werden müsse und dass dies die Einheit des Betriebes störe. Ich gebe zu, dass damit die Schablone zerrissen, dass der grosse Apparat zerstört wird, und dass die Organisation des Betriebes eine mannigfaltigere wird; aber man wird auch zugeben müssen, dass, wenn neben der Befriedigung der speciellen Verkehrsbedürfnisse auch ein finanzieller Erfolg für die Verwaltung verbunden wird, die Zerstörung der Schablone nur von unter-

Digitized by Google

geordneter Bedeutung sein kann. Das grösste Hinderniss für die wirthschaftliche Gebahrung unserer Verkehrsinstitute ist gerade die Tendenz der einheitlichen Formen, welche die Verwendung des gleichen Apparates für die verschiedensten Verhältnisse und Bedürfnisse erstrebt.

Ausser dem von mir bei der Berlin-Görlitzer Bahn eingeführten Localzugssystem verwendet man auch sogenannte Dampfomnibusse für den Localverkehr.

Der Dampfomnibus ist ein Fahrzeug, welches den Personenwagen mit der Maschine vereinigt und welches in verschiedenen Formen zur Anwendung gekommen ist.

Schon vor 30 Jahren hat Adams ein solches Gefährt für die Zweigbahn Bristol-Exter gebaut. Es war dies ein Fahrzeug mit 3 Achsen, wovon die eine Achse unter der Maschine und die beiden anderen unter dem Wagenkasten gelagert waren.

Einen ähnlich construirten Wagen hat Belpaire im Jahre 1877 auf den belgischen Bahnen eingeführt, und ist ein solcher auch von Thomas in Mainz für die hessische Ludwigsbahn in Ausführung begriffen.

Von Fairlie wurde ein Dampfomnibus im Jahre 1868 für eine Bahn bei London gebaut, welcher derart construirt war, dass auf der 2achsigen Maschine das eine Ende eines mit 80 Sitzplätzen versehenen ein-etagigen Personenwagens aufgelagert war, während das andere Ende von einem 2achsigen Drehgestelle getragen wurde.

Von Brunner wurde ein ähnliches Fahrzeug für die Secundärbahn Lausanne-Echallens gebaut, welches sich vom Vorhergehenden nur dadurch unterschied, dass der Personenwagen 2 Etagen mit zusammen 64 Sitzplätzen hatte.

Ein Jahr später wurde auch von Rowan ein gleiches Fahrzeug in den Eisenbahnbetrieb eingeführt, welches ebenfalls 2 Etagen mit 64 Sitzplätzen hatte, und bei dem die Maschine derart mit dem Wagen verbunden war, dass sie leicht von demselben getrennt und durch eine andere Maschine ersetzt werden konnte.

Ein solches Fahrzeug wurde im laufenden Jahre von Weissenborn bei der Niederschl.-Märkischen Eisenbahn und zwar bei der Ringbahn in Berlin in den Betrieb gebracht. Dasselbe unterscheidet sich vom Vorhergehenden nur dadurch, dass es ein-etagig ist, und ein Theil vom Raume des Wagenkastens als Gepäckraum verwendet werden kann.

Endlich wurde von Elbel im laufenden Jahre ein ähnliches Fahrzeug für den Betrieb der österr. Nordwest-Bahn construirt, das jedoch nur 2 Achsen hat, von denen die eine Triebachse der Maschine ist, und die andere den Hintertheil eines für Gepäck zu verwendenden Wagenkastens trägt, der keinen Personenraum enthält. Für Personenbeförderung werden also die gewöhnlichen Wagen verwendet.

Ueber den Weissenborn'schen, auf der Berliner Ringbahn im Betriebe befindlichen Dampfomnibus sind in Broschüren und verschiedenen Zeitschriften von Hrn. Regierungsrath Schwabe Betriebsresultate veröffentlicht worden, deren Richtigkeit nicht bezweifelt werden kann, jedoch sind damit auch die Resultate des Localbetriebes der Berlin-Görlitzer Bahn in Vergleichung gezogen worden, die auf ganz ungleicher Basis stehen und deshalb einer Berichtigung bedürfen.

Dies ist in umstehender Tabelle geschehen, und sind zugleich auch die Verhältnisse eines aus dem Materiale der Vollbahnen zusammengesetzten Localzuges angegeben.

Es ist bei dieser Rechnung ein Betrieb zur Basis genommen worden, wie er bei der Berliner Ringbahn besteht, wo zwei Züge einen täglichen Dienst von $220{,}1^{km}$ zu bewältigen haben.

Hiernach stellen sich die täglichen Kosten bei dem Vollbahnsysteme auf 166 *M.*, bei dem Weissenborn'schen auf 64.91 *M.* und bei meinem auf 56.09 *M.* während bei Zugrundelegung der Leistungsfähigkeit der drei genannten Beförderungsarten sich die Kosten pro Sitzplatzkilometer auf 0.59, 0.65 und 0.36 Pf. stellen. In letzterer Beziehung käme also der Betrieb mit dem Grünauer Localzuge und selbst theurer als mit dem Vollbahnzuge, und nur in dem Falle, wo ein Verkehr vorhanden ist, bei dem der im Weissenborn'schen Omnibus beschränkte Raum ausreicht, sind die Betriebskosten geringer als beim gewöhnlichen Systeme. *)

Nebst den oben nachgewiesenen rechnerischen Nachtheilen besitzt der Dampfomnibus auch in technischer Beziehung nicht den geringsten Vorzug. Die Motive seiner Construction sind nur anscheinend gerechtfertigt.

Zunächst wollte man bei derselben einen Theil der Netto- und Bruttolast für die Adhäsion nutzbar machen. Es wäre dies allerdings ein Vortheil, wenn überhaupt das Bedürfniss zur Vermehrung des ohnehin in der Construction der Maschine liegenden Adhäsionsgewichtes vorhanden wäre.

Dass dem nicht so ist, mag schon daraus hervorgehen, dass, obwohl die Maschine der Weissenborn'schen Omnibusse eine geringere Leistungsfähigkeit als die Krauss'sche hat, erstere doch ebenso schwer wie Letztere ist; im Ferneren kann die Weissenborn'sche Maschine ihren Constructionsverhältnissen entsprechend nur eine Zugkraft von $444^{kg}$ ausüben. Diese Zugkraft benöthigt ein Adhäsionsgewicht von höchstens $4000^{kg}$, sodass, nachdem die Weissenborn'sche Maschine (nach Glaser's Annalen No. 46 u. 47 vom Jahre 1879) schon $8000^{kg}$ ohne die Belastung durch den Wagen wiegt, schon die Belastung der einen Achse ausreichen würde. Die Vermehrung der Maschinenlast von $8000^{kg}$ auf $13\,100^{kg}$ ist also zwecklos.

Es findet hier eine ganz unnöthige Belastung statt, die nur entschiedene Nachtheile hat gegenüber der Vertheilung der Last auf sämmtliche Achsen, welche in Bezug auf die Erhaltung des Bahnoberbaues sicherlich günstiger wirken würde. Nun ist das Gewicht des Dampfomnibus auf 4 Achsen vertheilt, wovon je 2 eine Belastung von $6550^{kg}$, die anderen beiden von je $2825^{kg}$ haben.

Bei dem Krauss'schen Localzug, dessen Gewicht auf 6 Achsen vertheilt ist, beträgt das Maximum der Belastung jedoch nicht mehr als $4000^{kg}$.

Ein entschiedenes Hinderniss für die Benutzung des Dampfomnibus muss darin erkannt werden, dass ein solcher nie rückwärts fahren kann und auf den Kehrstationen stets unter Zeitverlust und Kosten gedreht werden muss. Stationen, welche keine grosse Drehscheibe besitzen, können also nie Kehrstationen für den Dampfomnibus werden.

Ein weiteres Hinderniss dürfte darin liegen, dass Bahnen, welche einen Localdienst mit solchem Fahrzeuge einrichten wollen, ihr altes Wagenmaterial nicht verwenden können. Beim getrennten Systeme ist dies möglich, wie auf der Berlin-Görlitzer Bahn bethätigt wurde, solange noch kein Etagenwagen zur Disposition stand.

Die Weissenborn'sche Maschine ist nicht einmal zum Rangiren und Umstellen der Züge in Bahnhöfen mit Sicherheit verwendbar und es dürfte mancher Bahnhofsvorstand einen

*) Dass dieser Raum nicht für alle Fälle genügend ist, dafür mag der Beweis darin zu finden sein, dass der Dampfomnibus nur an Werktagen verkehrt und an Sonntagen durch vollständige Züge ersetzt wird.

Digitized by Google

## Vergleichende Zusammenstellung

der technischen und finanziellen Verhältnisse der 3 Systeme:
Vollbahnzug (bestehend aus 1 Locomotive, 1 Schutzwagen und 3 Personenwagen),
Dampfomnibus Weissenborn (Maschine und Wagen combinirt),
Localzug Krauss (bestehend aus 1 Locomotive und 1 Etagenwagen) für den Local-Personenverkehr.

| Allgemeine Verhältnisse. | Vollbahn-Zug. | Dampfomnibus Weissenborn. | Localzug Krauss. |
|---|---|---|---|
| Gewicht in Tonnen | 90,000 | 18,750 | 19,500 |
| Anzahl der Sitzplätze | 125 | 45 | 90 nebst 40 Stehplätzen |
| Länge des Zuges zwischen den Stirnflächen in Metern | 51,000 | 14,000 | 14,400 |
| Gewicht pro Sitzplatz in Kilogramm | 720,000 | 416,000 | 216,000 bei Berechng. d. Stehpl. 160 |
| Raum pro Sitzplatz | — | 0,40 | 0,53 |
| Anschaffungspreis in Mark | 65000 | * 20000 | 20000 |
| „ pro Sitzplatz in Mark | 520 | 444 | 222 |
| „ sämmtl. Materiales**) in Mark für einen täglichen Betrieb von 220,7 km mit 2 Zügen im Dienst | 170000 | 60000 | 52000 |
| Verzinsung und Amortisation zu 8 pCt. in Mark | 13600 | 4800 | 4160 |
| **Directe Betriebskosten pro Tag in Mark.** | | | |
| Gehalt für das Zugpersonal + 1/6 für das Ablösungspersonal | 32,50 | 15,31 | 15,31 |
| Uebernachtungsgelder do. do. | 7,00 | 2,92 | 2,92 |
| Fahrgelder | 7,00 | 3,42 | 3,42 |
| Brennmaterial und Oelprämien | 2,75 | 1,50 | 1,50 |
| Kosten für Brennmaterial | 23,30 | 8,63 | 8,63 |
| „ „ Schmiermaterial | 4,00 | 2,69 | 1,40 |
| „ „ Putzmaterial | 3,30 | 1,00 | 1,00 |
| „ „ Speisewasser | 0,90 | 0,35 | 0,35 |
| Reparaturkosten für Wagen und Maschine | 25,40 | 5,32 | 4,32 |
| Reinigung der Wagen und Maschine | 5,00 | 2,40 | 2,40 |
| Beleuchtung der Wagen | 1,50 | 0,72 | 0,72 |
| Kosten für den Drehscheibendienst | 4,80 | 4,80 | — |
| Tägliche Betriebskosten im Ganzen ℳ | 117,25 | 49,26 | 42,04 |
| Betriebskosten pro Zugkilometer ₰ | 53,44 | 22,32 | 19,04 |
| „ „ Sitzplatzkilometer ₰ | 0,42 | 0,50 | 0,90 |
| Directe Betriebskosten pro Tag ℳ | 117,25 | 49,26 | 42,04 |
| Unterhalt des Oberbaues pro Tag ***) „ | 10,89 | 2,36 | 2,25 |
| Verzinsung und Amortisation (8 pCt. pro Jahr) pro Tag „ | 37,36 | 13,15 | 11,40 |
| Totale tägliche Kosten ℳ | 166,00 | 64,77 | 56,09 |
| pro Zugkilometer ₰ | 74,44 | 29,44 | 25,41 |
| pro Sitzplatzkilometer ₰ | 0,59 | 0,65 | 0,98 |

*) Um diesen Preis kann das Fahrzeug geliefert werden.

**) Es sind gerechnet für den Vollbahnzug: 3 Locomotiven und 2 Wagenzüge, — für den Dampfomnibus: 3 combinirte Fahrzeuge, — für den Localzug Krauss: 3 Locomotiven und 2 Etagenwagen. Wegen der Umständlichkeit des Trennens von Maschine und Wagen mussten für den Dampfomnibus 3 Züge gerechnet werden.

***) Die Kosten für Abnutzung des Oberbaues sind nach dem Erfahrungswerthe von ℳ 0,12 pro 1000 Tonnenkilometer berechnet.

solchen Mangel an Verwendbarkeit auf das Empfindlichste spüren.

Nachdem endlich, wie aus der Tabelle ersichtlich, weder an Gewicht noch an Platz gewonnen wird, spricht auch gar kein Umstand für die bessere Verwendbarkeit des Dampfomnibus gegenüber dem jeder Ausdehnung fähigen und für alle Verhältnisse accomodirbaren getrennten Systeme, wie es sowohl bei der Berlin-Görlitzer Bahn als auch bei der Niederösterr. Staatsbahn mit Vortheil in Verwendung steht. Man kann dem Dampfomnibus durchaus keine zweckmässige Verwendung prognosticiren, in keinem Falle aber demselben irgend einen Vorzug vor dem Systeme einräumen, bei dem der Motor von dem Wagen getrennt ist.

Dass unsere Eisenbahnverwaltungen bei den hohen Kosten, welche der Betrieb mit dem vorhandenen schweren Material erfordert, bisher nicht geneigt waren, den Localverkehr durch Einlage, von besonderen Zügen zwischen die fahrplanmässigen Hauptzüge besser zu berücksichtigen, ist sehr einleuchtend. Aber es dürfte sich bald die Meinung Bahn brechen, dass die Trennung des Localverkehrs vom durchgehenden Verkehr durch Einlage von, dem Bedürfnisse entsprechenden, Localzügen auf die Rente der Anlage von dem besten Einflusse sein könnte.

Am Schlusse meines Vortrages will ich noch versuchen, aus den angeführten rechnerischen Resultaten zu beweisen, mit welch' enormen Kosten die Verwendung des schweren

Digitized by Google

Betriebsmateriales, d. i. die regelmässige Beförderung einer überaus unnöthig hohen todten Last verknüpft ist.

Wie schon bemerkt, wiegt der beschriebene Vollbahnzug 90[t] und erfordert eine Ausgabe von 74,44 Pf. pro Kilometer, die befürderte Tonne des todten Gewichtes kostet also 0,827 Pf. Im Personenverkehr dürfte man auf die Tonne des Maschinengewichtes, da die Ausgaben für die Maschine bezüglich des Unterhalts derselben und der Anschaffungskosten höher als für den Wagen kommen, mindestens 1,3 Pf. pro Tonne und Kilometer, für den Wagen einen Ansatz von 0,4 Pf. rechnen müssen. Im Durchschnitte kann man rechnen, dass eine Maschine oder ein Wagen jährlich 30000[km] zurücklegt. Es würde also jede Tonne, um welche eine Maschine schwerer als nöthig ist — und deren sind es oft 10 bis 20 — eine jährliche Mehrausgabe von 360 ℳ, die Tonne des Wagens aber eine solche von 180 ℳ erfordern.

Das Verhältniss der todten Last zur nutzbaren ist bei unseren Vollbahnen überhaupt ein sehr ungünstiges, was zum Theil aus der geringen Ausnutzung der Leistungsfähigkeit der Personen- wie der Güterwagen herrührt, die in günstigen Fällen selten über 30 pCt. geht, zum Theil aber auch darin seinen Grund hat, dass man bisher viel zu wenig bestrebt war, an unseren Fahrzeugen überflüssiges Gewicht zu vermeiden. Viel mehr suchte man die Solidität und Leistungsfähigkeit derselben durch plumpe Constructionen und nicht durch zweckmässige Vertheilung der Constructionsmasse zu erreichen. Dieser Vorwurf ist namentlich unserem deutschen Wagenbau zu machen, bei welchem man viel zu wenig beachtet hat, dass die Beförderung des todten Gewichtes einen bedeutenden Theil der Betriebsausgabe beansprucht. Auch im Locomotivbau spart man viel zu wenig mit der Masse, während gerade hier eine Ersparniss sehr ins Gewicht fällt. Mit geringen Ausnahmen, im höchsten Fall für Schnellzüge, könnte der Tender fast überall erspart werden.

Die Werralbahn z. B. befördert seit 2 Jahren ihre Güterzüge mit 6rädrigen Tendermaschinen von nicht mehr als 38[t] Dienstgewicht und erspart gegenüber dem Betriebe mit gewöhnlichen Güterzugmaschinen an jeder Maschine jährlich ca. 530 ℳ.

Bei der Thüringer Bahn trifft auf jede befürderte Person ein Wagengewicht von ca. 1000[kg], für jede Tonne Gut ein solches von 1860[kg], incl. des Gewichtes der Locomotiven aber auf jede Tonne des befürderten Nettogewichtes 3650[kg], indem nach dem Rechenschaftsberichte des Jahres 1878 auf 186242300 Tonnen-Kilometer der Nettolast eine solche von 679126628 Tonnen-Kilometer todter Last befürdert wurde.

Im Allgemeinen kann man annehmen, dass die Tonne todter Last eine directe Betriebs-Ausgabe von 0,4 Pf. pro zurückgelegten Kilometer verursacht und dass also eine Bahn, welche 100 Maschinen und 3000 Wagen hat, von denen erstere ein Mehrgewicht von 10[t] und letztere ein solches von 2[t] haben, wie es gewöhnlich bei unseren deutschen Bahnen der Fall ist, jährlich eine Summe von 1260000 ℳ im Betriebe ersparen könnte.

Sie sehen, m. H., dass zur Erhöhung der Rentabilität unserer Eisenbahnen die besten Aussichten vorhanden sind, aber dass dies nur möglich ist, wenn man sich an die bestehenden Verhältnisse anpasst, den überflüssigen Ballast über Bord wirft und mit dem Schablonenwesen aufräumt.

# Die Fabrikation der Stahlschienen.

Von **F. Braune,** Ingenieur, in Burbach.

(Vorgetragen in der Sitzung des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines vom 22. Februar 1880.)

(Hierzu Tafel XIV und XV.)

Die stählernen Fahrschienen der Eisenbahnen kamen bald nach Bessemer's Erfindung des nach ihm benannten Frischprocesses, mit Beginn der sechziger Jahre, auf. Anfangs nur für die am meisten beanspruchten Geleise der Bahnhöfe, später für die starken Steigungen und schliesslich für ganze Strecken eingeführt, hat die Stahlschiene der Eisenschiene allmälig, aber siegreich das Feld abgerungen. Ganz besonders in Deutschland hat die Anwendung der Stahlschienen von vornherein grosse Fortschritte gemacht. Heute schreibt bei Neubeschaffungen keine Hauptbahn mehr im Reiche Eisenschienen aus.

Wenn auch die Festigkeit des Bessemerstahles grösser ist, als die des besten geschweissten Eisens, so haben die meisten Bahnen, bei sonst gleicher Unterstützung, doch dieselben Schienenprofile beibehalten, weil man die Köpfe bis auf ein Minimum abzunutzen gedenkt, und die Schienen dann noch immer mit genügender Sicherheit tragen müssen. Auch das stückweise Auswechseln gegen Eisenschienen mag die Bahnen anfangs hierzu mit veranlasst haben. Erst der eiserne Langschwellen-Oberbau brachte die leichteren Profile in Aufnahme.

Während beispielsweise die Schiene der Königl. Saarbrücker Eisenbahn für Querschwellen-Oberbau 39,9[kg] pro Meter wiegt, beträgt das Gewicht der in den neuen Strecken der Bahn Berlin—Metz auf eisernen Langschwellen verlegten Schienen nur 25,8[kg] pro Meter.

In den ersten Stadien der Anwendung von Stahlschienen legte man grossen Werth auf die hohe Festigkeit und grosse Härte des neuen Materiales. In manchen älteren Bedingungsheften kann man z. B. lesen: „der Stahl muss Federhärte annehmen können"; vorgeschriebene Festigkeiten von 75[kg] und mehr pro Quadratmillimeter waren nichts Seltenes. Das üble Verhalten der harten Stahlschienen gegen grosse Kälte und starke Stösse veranlasste jedoch sowohl Consumenten wie Producenten zu einem mehr und mehr weichen Materiale hin zu drängen.

Harter Stahl, an und für sich in der Kälte spröde, wird es um so mehr, wenn er etwas Phosphor enthält. Ganz geringe Mengen dieses Nichtmetalles, welche Schweisseisen oder weichem Stahle gar nichts schaden, machen harten Stahl schon kaltbrüchig.

Der Vorzug der Stahlschienen gegenüber den Eisenschienen liegt nicht in grosser Härte und hierdurch bedingtem geringen Verschleiss, sondern in der Homogenität und der daraus resultirenden gleichmässigen Abnutzung und langen Dauer.

Das nach gegenwärtiger Sachlage für best erkannte Material zu Eisenbahnschienen ist ein ganz weicher Flussstahl, schon mehr Flusseisen, weil es sich nicht mehr härten lässt, und wird entweder durch den Bessemerprocess oder den Siemens-Martin-Process erzeugt.



Digitized by Google

Ein anerkannt guter Schienenstahl zeigte folgende Zusammensetzung:

| | |
|---|---|
| Gesammt-Kohlenstoff . . | 0,25 pCt. |
| Silicium . . . . . | 0,185 „ |
| Phosphor . . . . . | 0,087 „ |
| Schwefel . . . . . | 0,05 „ |
| Mangan . . . . . | 0,405 „ |
| Kupfer . . . . . | 0,136 „ |

also in Summa 1,133 pCt. Nichteisen.

Die absolute Festigkeit dieses Stahles betrug nach dem Walzen 55 kg pro Quadratmillimeter, die Ausdehnung 20 pCt., die Contraction 30 pCt.

Es würde zu weit führen, wenn man an dieser Stelle die beiden genannten Stahlerzeugungsprocesse vorführen wollte. Nehmen wir vielmehr an, der Stahl ist fertig und bereits aus dem Bessemerconverter oder dem Martinofen in eine Pfanne gegossen, resp. abgestochen. Der Inhalt der Pfanne, die Charge, beträgt bei den neueren Hütten etwa 7500 kg. Die Giesspfanne ist natürlich mit feuerfester Masse ausgekleidet; sie hat an ihrem tiefsten Punkte eine durch einen feuerfesten Stopfen verschlossene Oeffnung und hängt entweder in einem Krahn, oder steht auf einem Wagen. Der Stopfen kann von oben gelüftet werden und sodann der Stahl durch die Oeffnung ausströmen.

Es handelt sich nun darum, den Inhalt der Pfanne in eine Anzahl Blöcke oder Ingots zu verwandeln, aus denen man Schienen machen kann. Zu diesem Zwecke sind in einer Grube, oder auch direct auf der Hüttensohle, eine Anzahl gusseiserner Formen, Coquillen, aufgestellt, in welche man den Stahl aus der Pfanne in Strahlform fliessen lässt.

In den meisten Bessemer- und Martinhütten werden die Coquillen einfach von oben voll gegossen; andere behaupten durch steigendes Giessen einen dichteren Block zu erzielen. Sie gruppiren die Coquillen auf einer Platte und ordnen in der Mitte einen hohen Trichter an, welcher mit den Coquillen unten communicirt. In den Trichter wird so lange hinein gegossen, bis das Metall in den Formen die richtige Höhe erreicht hat.

Die Coquillen haben eine Wandstärke von etwa 7 cm; sie werden aus bestem Roheisen gegossen. Früher machte man sie allgemein zweitheilig (was auch noch heute einige conservative Herren thun); jetzt macht man sie meist aus einem Stücke und dann nach oben verjüngt, damit sie sich von den gegossenen Blöcken abheben lassen.

Die Hauptaufgabe des Stahlhüttenmannes ist ausser der Herstellung des geeigneten Stoffes, einen dichten und rissfreien Block zu liefern.

Der Stahl, insbesondere der Bessemerstahl, bekommt nämlich beim Erstarren häufig Blasen; diese enthalten nicht, wie man früher allgemein annahm, Kohlenoxyd, sondern, nach den neueren Untersuchungen von Dr. Müller*) in Osnabrück, Wasserstoff und wenig Stickstoff. Der Bessemer-Ingenieur muss also den Process so führen, dass er möglichst wenig von diesen Gasen in seiner Charge aufgelöst bekommt.

Ferner ist die Schmelztemperatur solch weichen Stahles sehr hoch; man muss also, um das Metall dünnflüssig genug erhalten zu können, dasselbe möglichst überhitzt in die Pfanne bekommen. Fängt beim Giessen der Stahl schon an dickflüssig zu werden, so erhält man nie einen dichten, wohl aber nicht selten einen unganzen Block.

*) Vgl.: „Ueber die Gasausscheidungen in Bessemergüssen. Von Dr. Friedrich C. G. Müller in Osnabrück.“ Bd. XXIII (1879), S. 493 u. ff. D. Red.

Die Coquillen müssen sehr sorgfältig mit feuerfestem Thonschlamm ausgestrichen und, wenn sie kalt sind, stark angewärmt werden. Das erstere, damit die Blöcke äusserlich glatt, nicht narbig werden und nicht an den Coquillen festbrennen; das letztere, damit sie nicht abgeschreckt werden und Oberflächenrisse bekommen.

Nach vollendetem Gusse werden die Coquillen bis obenauf mit Sand gefüllt und verkeilt, um das durch Ausscheidung von Gasen (insbesondere des Wasserstoffes) hervorgebrachte Treiben des Stahles zu unterdrücken. Ein anderes Mittel zu demselben Zwecke ist, dass man die Oberfläche des Ingots durch Aufgiessen von Wasser schnell zum Erstarren bringt.

Die Blöcke werden, wenn sie fest, jedoch noch stark rothwarm sind, durch Abheben der Coquillen freigestellt und sodann entweder dem Vorrath, oder direct dem Schienenwalzwerk übergeben.

Gestalt und Abmessungen der Blöcke richten sich nach der späteren Fabrikationsmethode, sowie unter Umständen nach den Verhältnissen der zu erzeugenden Schienen. Man hat 1-, 2- und 3-schienige Blöcke mit Gewichten von 250 bis 1100 kg.

Man hört häufig die Frage aufwerfen: „Warum werden denn die eben gegossenen, noch heissen Blöcke nicht direct unter dem Hammer oder der Walze verarbeitet?“ Das geht einfach nicht, weil der Ingot nur an der Oberfläche erstarrt und im Inneren noch butterweich ist. Bringt man einen solchen Körper zwischen Walzen, so wird der teigige Kern herausgequetscht, und das Resultat der Walzung ist eine Röhre, im günstigsten Falle ein mit einer Haut überzogener Stab.

Es ist allerdings nicht nur rationell, die den eben erzeugten Blöcken innewohnende Wärme auszunutzen, sondern es ist auch für die Güte des Fabrikates von Werth, wenn man die warmen Blöcke sofort in einen Ofen einsetzt und mit wenig Brennstoffaufwand von aussen nach innen allmälig und gleichmässig durchheizt.

Erstens werden nämlich die Stahlblöcke beim Erkalten nach dem Gusse häufig rissig und zweitens kann ein kalt eingesetzter Block niemals so gleichmässig durchwärmt werden; er wird vielmehr oft an der Oberfläche schon verbrennen, währenddem sein Inneres erst rothwarm ist. Wird ein so angeheizter Ingot verwalzt, so streeken sich die äusseren Zonen mehr als der Kern, ja es kann sogar eine Trennung der Schichten stattfinden.

Ein Ofen vorzüglich bewährter Construction zum Anwärmen von Schienenblöcken ist auf Taf. XIV dargestellt. Es ist ein sogenannter Rollofen mit starkgeneigtem Heerde, etwa 1 : 9.

Der vorliegende Ofen ist speciell für diejenige Schienenfabrikation construirt, welche ich zuletzt ausführlicher behandeln werde. An dem einen Ende befindet sich eine Thür von der ganzen Breite des Ofens; durch sie erfolgt die Beschickung. Vor der Schaffplatte kann ein hydraulischer Tisch auf und nieder gehen; auf diesen werden mehrere Blöcke vom Transportwagen gebracht, von der Hüttensohle ab bis in Höhe der Schaffplatte gehoben und in den Ofen gerollt. Die Beschickung erfolgt continuirlich. In den Seitenwänden des Ofens befinden sich in Abständen von 0,75 m kleine Thüren, durch welche die Ofenleute mittelst Stangen das Rollen befördern. Das Anwärmen muss, wie gesagt, sehr allmälig geschehen; die Blöcke werden vom Fuchs bis an die Feuerbrücke der Stichflamme entgegengeführt und so ganz syste-

Digitized by Google

matisch durchgeheizt. Am unteren Ende des Heerdes ist eine Ausziehöffnung. Das Ausziehen geschieht ebenfalls mechanisch: die Welle *o* kann durch denselben hydraulischen Plunger, welcher das Einsetzen besorgt, in oscillirende Bewegung gesetzt werden. Vor der Ausziehöffnung sitzt auf der Welle *o* ein langer Hebel *m*. Der Block wird von hinten mittelst eines Hakens gefasst, an dessen aus dem Ofen hervorragender Stange ein kurzes, aus mehreren grösseren Ringen bestehendes Stück Kette angebracht ist. Der letzte Ring wird auf den langen Hebel geschoben, der hydraulische Apparat in Thätigkeit gesetzt; der Hebel schlägt nach hinten aus und zieht den Block auf den vorgefahrenen Karren.

Man hat diese Oefen mit directer Feuerung, wie der vorliegende, sowie mit Gas- und Gas-Regenerativfeuerung.

Verschiedene Versuche, die abziehenden Gase der Rollöfen mit directer Feuerung zur Kesselheizung zu benutzen, haben keinen Erfolg gehabt. Nehmen wir daher an, dass die Wärme in diesen Oefen soweit ausgenutzt wird, dass die Gase mit einer Temperatur in den Fuchs treten, welche eben noch genügt, um Canal und Kamin warm genug zu erhalten und den Zug zu erzeugen, so ist es klar, dass die Regenerativöfen kürzer werden müssen, wenn jeder Block ebenso allmälig angewärmt werden, und die Maximaltemperatur, welcher er ausgesetzt wird, die gleiche sein soll, wie im directen Ofen. Der Block muss dann mit geringerer Geschwindigkeit gerollt werden, so dass er dieselbe Zeit braucht, wie auf dem langen Heerde, um an der Ausziehöffnung anzukommen. Das Resultat wird sein: man braucht bei gleicher Production mehr Oefen.

Hat dagegen der Regenerativofen eine ebenso grosse Länge, als der gezeichnete, so werden die Blöcke nicht so allmälig erwärmt, müssen schneller gerollt werden, und es ist eine geringere Anzahl Oefen bedingt, als bei directer Feuerung.

Die Betriebsverhältnisse der Gas- und Gas-Regenerativ-Oefen sind mir leider nicht bekannt; diejenigen des vorliegenden Ofens mit directer Feuerung werde ich weiter unten für den angedeuteten speciellen Zweck geben.

Soviel mir bekannt, sind die Rollöfen zuerst in Bochum gebaut worden; schon 1870 war dort einer in Betrieb.

Die Bedienung der Stahlwärmöfen erfordert grosse Aufmerksamkeit. Man kann allerdings diesen weichen Stahl weisswarm machen, aber nicht schweisswarm, weil er dann verbrennt. Die Blöcke enthalten keine schützende Schlacke, kein desoxydirendes Mittel, wie die Schweisspakete bei der Eisenfabrikation. Wenn beim Giessen wirklich Schlacke eingeschlossen wird, was nur vorkommen kann, wenn der Stahl nicht heiss und dünnflüssig genug ist, so ist der Ingot schlecht, denn diese Schlacke kann nicht, wie bei den Paketen und Luppen, herausgepresst werden.

Gehen wir nunmehr zur Betrachtung der verschiedenen mechanischen Verarbeitungsprocesse der Blöcke zu Schienen über.

Der älteste derselben, noch jetzt vielfach angewandte, ist der Zweihitz-Process mit Vorschmieden. Die Blöcke, welche acht- oder viereckig gegossen sind und am dicksten Ende etwa 35$^{cm}$ messen, werden unter einem Dampfhammer von vielleicht 150 Ctr. Fallgewicht, mit Oberdampf, auf circa 20$^{cm}$ quadratisch geschmiedet und ausgereckt. Das Schmieden dauert verhältnissmässig lange, der Stahl wird ziemlich kalt bearbeitet und zeigt alsdann Oberflächenrisse und Verquetschungen, welche sich beim späteren Walzen mehr und mehr erweitern und am Kopf und Fuss der Schiene Lücken bilden würden; kurzum man würde viel Ausschuss fabriciren. Diese Risse müssen daher nach dem Erkalten der fertig geschmiedeten Stücke mit Meisseln herausgehauen und die entstehenden Wunden muschelig abgerundet werden. Das ist natürlich eine Manipulation, bei der man vollständig von der Zuverlässigkeit der Arbeiter abhängig ist.

Hierauf werden die geschmiedeten Blöcke zum zweiten Male angewärmt und in einem Triowalzwerke mit 2 Gerüsten in 11 bis 13 Stichen fertig gewalzt.

Hier und da sieht man sogar noch Schienen im Duo walzen; das ist nach dem heutigen Standpunkte der Walztechnik für Stahl geradezu verwerflich. Durch das ungleiche Bearbeiten der einzelnen Theile des Querschnittes der Schiene, welches nothwendig ist, um aus einem Rechteckprofil ein Façonprofil auszubilden, entstehen Spannungen im Walzstabe. Im Trio, wie überhaupt in jedem Reversirwalzwerke, werden diese Spannungen beim Rückgange des Stabes im nächsten Kaliber grösstentheils wieder aufgehoben; beim Duowalzwerk hingegen summiren sie sich. Ferner dauert das Walzen im Duo doppelt so lange und der Stahl wird zu kalt bearbeitet.

Einen Fortschritt gegen den eben beschriebenen Fabrikationsprocess bildet der Zweihitz-Process mit Vorblocken in der Walze.

An Stelle des Hammers wendet man ein Walzwerk an, um die Blöcke zu dichten und auszustrecken. Man bedient sich hierzu meistens eines Reversirwalzwerkes. Es sind 2 Walzen von grossem Durchmesser (850 bis 1000$^{mm}$), von denen die obere, ähnlich wie bei den Blechwalzwerken, durch Hebel und Gewichte ausbalancirt wird und von oben durch die Druckschrauben der Walzenständer gegen die untere Walze gedrückt werden kann. Die Walzen werden durch eine Zwillingsmaschine (ohne Schwungrad) mit Umsteuerung angetrieben, können also vor- und rückwärts laufen.

Vor und hinter den Walzen befinden sich Zuführungsrollen; dieselben haben gleiche Länge mit ersteren und werden mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit in gleichem Sinne bewegt. Man blockt mit 9 bis 12 Stichen in 5 bis 6 Kalibern vor. Der Block passirt jedes Kaliber zweimal, beim Hingang mit gehobener, beim Rückgang mit niedergedrückter Oberwalze. Von Kaliber zu Kaliber wird um 90° gedreht. Man walzt hier meist grössere Blöcke für 2 oder 3 Schienen; ist man beim späteren Fertigwalzen nur auf einfache Länge eingerichtet, so schneidet man mit einer Kreissäge durch. Die warmen Stücke werden sofort wieder in einen Ofen eingesetzt und dann entweder im Trio, oder auch in zwei ferneren Gerüsten des Reversirwalzwerkes, mit 11 bis 13 Stichen fertig gewalzt.

Das Dichten der Blöcke in der Walze ist offenbar besser, als das unter dem Hammer; die Bearbeitung des Materiales ist eine viel gleichmässigere. Ferner erkalten die Blöcke nicht, die vorhandene Wärme wird ausgenutzt und das leidige Ciseliren fällt weg.

Noch viel besser ist es aber, das Dichten der Blöcke überhaupt nicht durch mechanische Bearbeitung erreichen zu wollen, sondern direct in der Stahlhütte dichte Blöcke zu giessen.

Hiermit komme ich auf diejenige Fabrikation, welche gegenwärtig die am meisten fortgeschrittenen Werke betreiben, nämlich auf das Walzen der Schienen in einer Hitze in doppelter Länge mit grosser Geschwindigkeit im Triowalzwerk.

Basis dieser Fabrikation ist unbedingt ein dichter Ingot; wer blasige Blöcke herstellt, muss in zwei Hitzen walzen.



Digitized by Google

Viele behaupten, dichte Blöcke würden immer rissig und man könnte aus ihnen keine guten Schienen machen. Diese Behauptung wird sehr einfach durch den geringen Ausschuss widerlegt, den diejenigen Werke haben, welche mit dichten Ingots arbeiten. Hoesch in Dortmund hat im Allgemeinen nur $^1/_2$ bis 1 pCt. Ausschuss. In Bochum, wo das Einhitzwalzen schon seit 4 Jahren im Gange ist, hat der Ausschuss gegen früher nicht zugenommen und beträgt im Mittel 3 pCt.

Der Fehler scheint wohl der zu sein, dass obige Herren den Stahl nicht heiss genug erblasen, zu hart machen und dann im Wärmofen nicht stark genug erhitzen dürfen.

Ein blasig gegossener Block wird indessen auch bei noch so starker Bearbeitung unter der Walze oder dem Hammer niemals eine so gute Schiene geben, als ein dichter bei hoher Temperatur schnell in einer Hitze gewalzter. Die absolute Festigkeit mag durch die starke mechanische Bearbeitung wohl etwas höher werden. Wenn man aber den Bruch einer solchen, aus blasigen Blöcken hergestellten Schiene schleift und mit Salzsäure ätzt, so erscheinen häufig eine grosse Anzahl verticaler Risse — das sind flachgedrückte Blasen. Im Allgemeinen ist die Haltbarkeit der Schiene hierdurch nicht gefährdet; denkt man sich aber solche Risse im Kopfe, und diesen so weit verschlissen, dass sie zu Tage treten, so kann ein ähnliches Breitdrücken und Spalten des Schienenkopfes eintreten, wie bei den Eisenschienen nach mehrjährigem starken Gebrauche.

Sehen wir uns also diese neuere Fabrikationsmethode etwas näher an.

Neben der Dichtigkeit der Ingots spielt die grosse Geschwindigkeit die Hauptrolle. Dieselbe ist erforderlich, weil man erstens verhältnissmässig viel Kaliber, nämlich 15, zweitens grosse Längen, bis zu 25 m hat, und drittens, weil die Schiene die Walze noch möglichst warm verlassen soll. Es ist ja bekannt, dass ein Schmiedestück, bei Rothwärme bearbeitet, immer Spannungen enthält, die man durch Ausglühen entfernt; wird das Stück schon bei grosser Wärme fertig, so ist das Ausglühen nicht nöthig. Ebenso ist es auch hier in gewissem Grade, trotz des Vor- und Rückwärtswalzens.

Die grosse Geschwindigkeit erreicht man durch grosse Walzendurchmesser, grosse Umdrehungszahl und starke Dampfmaschine. Die Verhältnisse der Walzen, Gerüste und Maschinen müssen ausserdem so gross genommen werden, dass man bei der Kalibrirung auf sie keine Rücksicht zu nehmen braucht, so dass man namentlich in den ersten Stichen so viel Druck geben kann, als das Material verträgt, wodurch die Kaliberzahl auf ein Minimum reducirt wird.

Ein solcher Walzenzug besteht aus einem Fertig-Triogerüst mit Walzen von 650 mm mittlerem Durchmesser und 1800 bis 1900 mm Ballenlänge, einem Vor-Triogerüst mit Walzen von gleichem Durchmesser und 1400 bis 1500 mm Ballenlänge, aus dem Kammwalzengerüst, dem nöthigen Triebwerk und aus einer Dampfmaschine von etwa 1800 indicirten Pferdestärken, mit einem Schwungrade von 25 000 kg Ringgewicht und 7,50 m äusserem Durchmesser. Maschine und Walzen machen 100 Umdrehungen pro Minute, die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der letzteren beträgt sonach 3,40 m. Die meisten Schienenwalzwerke arbeiten mit Dampfüberdrücken von 3,5 bis 5 Atmosphären; Expansion ist fast überall eingeführt, Coudensation seltener.

Bei einer Neuanlage würde sich ein hoher Dampfüberdruck, etwa 6 kg, empfehlen. Die Maschine würde dann, wenn ohne Condensation, bei gewöhnlicher Füllung von $^1/_3$ und 4,5 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit, einen Cylinderdurchmesser von 1150 mm und einen Kolbenhub von 1350 mm erhalten. Weniger als $^1/_3$ Füllung wird sich nicht bewähren; Condensation ist natürlich, wenn es die localen Verhältnisse erlauben, mit Vortheil anzuwenden.

Der auf Tafel XIV gezeichnete Rollofen ist, wie erwähnt, speziell für die Einhitzarbeit construirt, d. h. für Blöcke von kleinem Querschnitt und grosser Länge. Warm eingesetzte Blöcke werden in Westfalen bei directer Feuerung mit einem Kohlenverbrauch von 10 pCt. des eingesetzten Gewichts angeheizt; kalte Blöcke brauchen etwa 19 pCt. Der Abbrand beträgt nur 3 pCt.

Man hat bei den dortigen Productionen 3 Oefen zugleich im Betriebe, in jedem liegen circa 30 Blöcke für 60 Schienen. Ein warm eingesetzter Block passirt den Ofen in 3 Stunden.

Da der Dampf zum Betriebe des Walswerks nebst Zubehör durch Kessel mit besonderen Feuerungen erzeugt werden muss, so sind die hierzu erforderlichen Kohlen noch mit in Rechnung zu bringen. Genaue Ermittelungen haben einen effectiven Consum von 380 cbm vieratmosphärigen Dampf pro Tonne Fertigfabrikat ergeben, was einem Verbrauch von 130 kg mittlerer westfälischer Kesselkohlen gleichkommt.

Der Gesammtkohlenverbrauch im Walzwerke, auf Fertigfabrikat bezogen, beziffert sich sonach beim Einsetzen warmer Blöcke, reichlich gerechnet, auf nur 250 kg pro Tonne.

Hat das Stahlwerk eigene Hochöfen, verarbeitet die Bessemeranlage direct das von diesen abgestochene Roheisen, und rechnet man für secundäre Zwecke im Bessemer noch 5 pCt., so sind 30 pCt. Kohlen der ganze Brennmaterialaufwand der Fabrikation vom Roheisen ab bis zur fertigen Schiene. Denn eine gut eingerichtete und rationell betriebene Hochofen-Anlage, welche mit 2 Oefen pro Tag 170 bis 180 t stark silicirtes Roheisen erbläst, ist vollkommen im Stande, mit ihren überschüssigen Gichtgasen den Dampf zum Betriebe der Bessemer-Anlage zu erzeugen.

Zur näheren Betrachtung des Walzprocesses möchte ich einen speziellen Fall vorführen und habe zu diesem Zwecke die Kalibrirung der Schiene für Langschwellen-Oberbau der Königl. Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn entworfen.

Die Schiene ist 9 m lang und wiegt 253 kg, d. i. 28,1 kg pro Meter. Das Profil hat eine Höhe von 120 mm, eine Kopfbreite von 58, eine Fussbreite von 85 und eine Stegdicke von 10 mm.

Der für zwei Schienen erforderliche Block wiegt, unter Berücksichtigung von zwei Walzenden, à $^1/_2$ m, und 3 pCt. Abbrand 550 kg. Der untere Querschnitt ist 240 mm quadratisch mit Abrundungen von 35 mm, der obere 200 mm mit 30 mm Abrundungen; die Conicität beträgt also 40 mm. Die Länge des Blockes ist 1,50 m.

Auf Tafel XV sind die Kaliber in natürlicher Grösse, sowie die Anordnung derselben in den Vor- und Fertig-Trios in $^1/_{10}$ verzeichnet.

Bei der Kalibrirung der Schiene geht man, wie bei jedem Façoneisen, vom Fertigkaliber oder Warmprofil 1 aus. Dasselbe wird nach dem Schwindemaass, welches hier, wo die Schiene so heiss fertig wird, eigentlich mit 2 pCt. bemessen werden müsste, genau aufgetragen. Da aber im Gewicht eine Toleranz von ± $^1/_2$ pCt. gewährt wird, so nimmt man das lineare Schwindemaass etwas knapp, etwa 1,7 pCt., walzt also von vornherein circa 1 pCt. leichter. Man kann dann die Kaliber verschleissen lassen, bis das Gewicht der Schiene das normale um 1 pCt. übersteigt. Aus dem Warmprofil entwickeln sich die Kaliber 2, 3, 4, 5, 6 der Fertigwalze. In Kaliber 1 beträgt die Querschnittabnahme, aus Druck und Breitung re-

Digitized by Google

sultirend, $^1/_{100}$, d. h. der Querschnitt des Stabes ist beim Verlassen des Kalibers gleich 0.9 des Querschnittes vor dem Stiche. Die Breitung beträgt nur 1,5 mm. Das Kaliber muss wegen der Abrundungen am Kopf und Fuss der Schiene ein ganz offenes sein. In den nächsten fünf Kalibern ist die Abnahme constant $^1/_3$, die Breitung überall 1,75 mm. Kaliber 7 ist ein sogen. Stauchkaliber; es normirt für die folgenden Stiche und die fertige Schiene die Höhe und entwickelt den Fuss in Bezug auf seine Dicke. Ich habe das Stauchkaliber offen gemacht und die Breitung des Fusses reichlich bemessen, um sie gewissermaassen unbeschränkt zu lassen.* Aus dem Kaliber 6 construirt man den nach dem Stanchen gewünschten Querschnitt, also gewissermaassen ein ideales Kaliber, und leitet aus diesem mit Berücksichtigung der Breitung beim Stauchen und unter der Voraussetzung, dass alle Höhenabmessungen in gleichem Verhältniss abnehmen, das erste Kaliber der Vorwalze ab. Die Höhenabnahme im Stanchkaliber beträgt 21 mm und die Gesammtabnahme wiederum circa $^1/_7$.

Während in den Kalibern der Fertigwalze alle Theile des Profils möglichst gleichen Druck erhalten, also gleich stark bearbeitet werden, um ungleiche Spannungen im Stabe möglichst zu vermeiden, hat die Vorwalze den Zweck, den Block so viel als nöthig zu dichten, und das Profil so schnell als möglich aus dem Rechteckprofil in ein schienenähnliches überzuführen. Hier ist der Stahl noch sehr warm und plastisch und lässt sich viel gefallen. Dem letzteren Zwecke der Profilbildung dienen die vier ersten Kaliber 8, 9, 10, 11 der Vorwalze; die Totalabnahme ist hier $^1/_6$ bis $^1/_5$, die Breitung in jedem Stiche mit 2.5 mm bemessen. Den ersteren Zweck der Comprimirung erfüllen hauptsächlich die vier letzten rechteckigen Kaliber 12, 13, 14, 15.

Der angeheizte Block wird auf einem Karren schnell angefahren, letzterer an den Walztisch angestossen; der Block fliegt hierbei, vermöge der Trägheit, vor das Kaliber und wird, weil das dünne Ende nach vorne liegt, von den Walzen leicht gefasst. Die Maximalabnahme beträgt im ersten Stich $^1/_4$. Beim zweiten Stich wird nm 90° gedreht, das dicke Ende des Blockes kommt zuerst zwischen die Walzen; man darf daher nicht so viel Druck geben, um starke Stösse, welche namentlich die Arme des Schwungrades gefährden, zu vermeiden. Der Druck ist nur so gross, dass das dünne Ende des Blockes nicht in der Walze stecken bleibt, nämlich im Maximum 45 mm. Durch die beiden ersten Stiche ist die Conicität des Blockes verschwunden. In den nächsten beiden Stichen wird am besten um 180° gedreht; die Abnahme beträgt bei beiden circa 40 mm. Zum fünften Stich wird wieder um 90° gedreht und dann flach gewalzt.

Beim Vortrio dienen die Einschnitte der Mittelwalze sowohl für die oberen, als unteren Stiche; die Vortheile des Trios sind vollständig ausgenutzt. Für die Fertigwalzen habe ich indessen vorgezogen, die Kaliber einseitig anzuordnen. Die Mittelwalze würde bei beiderseitiger Benutzung doppelt so schnell verschleissen, als die obere und untere und die Walzarbeit bald eine ungenaue werden.

Man wendet neuerdings vielfach stählerne Mittelwalzen an, wenn man nicht gar bei grossen Commissionen sämmtliche Vor- und Fertigwalzen in geschmiedetem Stahl anfertigt. Diese stählernen Walzen sind allerdings sehr theuer, sie bieten aber auch mehr Garantie gegen Bruch und gestatten die Anwendung geringerer Zapfendurchmesser, wodurch der Kraftbedarf der Strasse bedeutend herabgezogen wird.

Von vornherein zwei Fertigkaliber einzudrehen ist selbstverständlich zu empfehlen, wenn man Platz auf der Walze hat. Das Stauchkaliber liegt bei der dargestellten Anordnung in dem Fertigtrio; man kann somit die Vorwalzen auch für andere ähnliche Schienen benutzen, z. B. für die Schiene der Moselbahn, deren Profil sonst genau die Verhältnisse der Niederschlesisch-Märkischen hat, aber 10 mm niedriger ist. 31 mm Druck dürfte dem Stahl noch nichts schaden, wenn, wie hier, schnell und heiss gewalzt wird.

Hinter dem Fertigkaliber liegt in der Regel eine Rollbahn, welche den langen gewalzten Stab zweien Kreissägen zuführt. Mit einem doppelten und einem einfachen Schnitt werden die beiden Schienen, unter Beachtung des grössten vorkommenden Schwindemasses, auf die ungefähre Länge gebracht. Die beiden Kreissägen sind gegen einander verstellbar, so dass man verschiedene Schienenlängen schneiden kann. Die grösste Länge, nämlich 12 m, hat bis jetzt eine italienische Bahn angewandt. Hat man Platz, so kann man auch 3 Kreissägen anstellen und schneidet dann beide Schienen mit einem Male. Hierauf werden die warmen Schienen auf einer Platte mit Holzhämmern roh gerichtet und kommen dann auf ein grosses Warmlager, um sie abkühlen zu lassen.

Diese Stahlschienenfabrikation trägt gewissermaassen das Motiv zur Massenproduction in sich. Wenn man gut arbeiten will, muss man schnell arbeiten; wenn man schnell arbeitet, wird viel fertig. In der That zeigen die Walzwerke von Krupp und Bochum kolossale Leistungen, nämlich 1400 bis 1500 Stück Schienen von 9 m Länge pro Tag. In jeder Minute wird eine Schiene fertig. Diese Zahlen werden dort allerdings nur mit starker Belegschaft und gleichzeitigem Walzen im Vor- und Fertiggerüst erreicht.

Ganz wesentlich ist bei diesen grossen Productionen die Anlage der Ajustage; namentlich müssen alle umständlichen Transporte vermieden werden. Zweckmässig dürfte es sein, die Schienen mittelst eines Quertransportes von den Sägen, resp. der Rollbahn, wegzunehmen und auf das Warmlager zu bringen und dann dieselben immer in nämlicher Richtung, parallel der Walzenstrassen-Achse von einer Ajustirungsmaschine zur andern zu führen. Freilich muss man sich bei vorhandenen Anlagen häufig Beschränkungen auferlegen. Jedenfalls schliesst sich die Ajustage unmittelbar an das Warmlager an. Die Schienen werden hier sauber gerichtet, an beiden Enden rechtwinklig zur Achse abgefräst und auf genaue Länge justirt. Die Laschenlöcher werden nicht, wie bei den Eisenschienen, gedrückt, sondern gebohrt. Die früheren harten Schienen konnten das Lochen nicht vertragen, und es kamen anfangs viel, durch die Laschenlöcher gehende Brüche vor. Man führte daher bald das Bohren ein, und es hat sich auch für die jetzigen weichen Schienen erhalten. Sind im Fusse der Schiene Klinken zur Aufnahme der Hakennägel oder Befestigungsschrauben vorgeschrieben, so werden dieselben ebenfalls nicht gestossen, sondern gefräst.

Schliesslich werden noch die gefrästen Enden abgereift, etwa vorhandener Walzgrat wird durch Meissel und Feile entfernt, und die Schiene liegt zur Abnahme bereit. Zur Ajustirung von 1500 Schienen pro Tag sind erforderlich: 6 einfache Richtpressen, 6 Stirnfräsen, 36 Bohrspindeln, 1 Klinkfräse, 2 Kaltsägen für Passstücke zu Weichen und Kreuzungen und eventuell 1 Lochmaschine.

Hinter der Ajustage befindet sich das Lager, von welchem die Schienen nach erfolgter Abnahme direct in die Eisenbahnwagen verladen werden.

Zum Schluss noch einige Worte über die Abnahme:

In Bezug auf ihr Aeusseres muss die Schiene zunächst genau nach Profil ausgewalzt sein. Die Höhe, Kopfbreite,

Digitized by Google

Fussbreite und die Laschensitze müssen immer stimmen. Die Ungenauigkeiten, aus der Gewichtstoleranz von $\pm 1^1/_2$ pCt. resultirend, sind, wenn gleichmässig auf den Umfang vertheilt, verschwindend. Schienen mit Rissen, Abblätterungen, starken Walznähten oder Auszackungen am Fuss sind sofort zu verwerfen. Die Länge der Schiene darf nur um 1 mm grösser oder kleiner sein. Die Endflächen müssen rechtwinklig zur Schienenachse stehen. Die gerade Richtung darf nichts zu wünschen übrig lassen. Die Entfernungen der Laschenlöcher unter sich, wie vom Schienenende, dürfen keine grossen Abweichungen zeigen; jedenfalls müssen die Controllschablonen leicht hineinfallen.

In Bezug auf das Material schreibt der „Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen" vor: Die Qualitätszahl, d. h. die Summe der absoluten Festigkeit in Kilogrammen pro Quadratmillimeter und der Contraction in Procenten des ursprünglichen Querschnitts, ist gleich 80. Die Zerreissungsfestigkeit darf nicht unter 50 kg und die Contraction nicht unter 20 pCt. betragen. Die Zerreissproben werden aus dem Kopf der Schiene entnommen und bei 240 mm Länge auf 20 bis 25 mm Durchm. gedreht.

Die Schienen sind auf dem Werke des Lieferanten folgenden Proben zu unterwerfen:

1) Belastungsprobe: Bei 1 m Stützweite in der Mitte mit 20000 kg belastet, darf sich nach mehreren Stunden keine bleibende Durchbiegung zeigen.

2) Biegeprobe: Kalt über Kopf oder Fuss gebogen, müssen sie eine Durchbiegung von 50 mm vertragen können, ohne Bruch oder Risse zu zeigen.

3) Schlagprobe: Bei 4 m Fallhöhe, 500 kg Fallgewicht und 1 m Stützweite dürfen die Schienen bei den ersten beiden Schlägen nicht brechen und bei 2,5 m Fallhöhe dürfen keine Beschädigungen eintreten.

4) Seitlich müssen sich die Schienen bei 3 m Länge auf 22,5 mm durchbiegen lassen.

Die Russen haben ferner noch, um das Verhalten der Schienen gegen Stösse in der Kälte zu constatiren, die Schlagprobe mit Eiskühlung eingeführt.

# Ueber Ammoniaksoda-Fabrikation.

Von **Louis Kaemmerer**, Chemiker, in Mannheim.

(Vorgetragen in der Versammlung des Mannheimer Bezirksvereines deutscher Ingenieure, am 6. November 1879.)

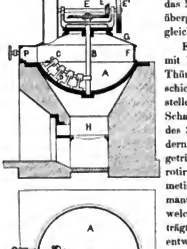
(Fortsetzung von Seite 199.)

**Ueberführung des Natronbicarbonates in Soda, unter Wiedergewinnung der Hälfte der Kohlensäure; nöthigenfalls Causticiren der Soda; eventuell nach Gewinnung von Natronbicarbonat als Handelsproduct.**

Das im Vacuummälter erhaltene, eventuell gereinigte und getrocknete Natronbicarbonat muss nun behufs Ueberführung in Soda (Natron-Monocarbonat) erhitzt werden; es geht hierbei die Hälfte der Kohlensäure als Gas weg.

Von den verschiedenen Apparaten, in welchen Solvay diese Operation vornimmt, sei nebenbei stehend skizzirter hier angeführt. Fig. 5 zeigt eine Vorrichtung, in welcher das Natronbicarbonat in Soda übergeführt und letztere zugleich calcinirt wird.

Fig. 5




Ein gusseiserner Kessel *A* mit Welle *B* wird durch die Thüre *P* mit Natronsalz beschickt. Bei *H* ist die Heizstelle. Der Flügel *C* trägt Schaber, welche ein Anbacken des Salzes am Kessel verhindern, wenn die Welle *B*, angetrieben durch *E*, *E*¹ und *E*² rotirt. Der Kessel ist hermetisch mit einem Blechmantel *F* und *G* verschlossen, welcher ein Abzugsrohr *T* trägt, zur Abführung der sich entwickelnden Kohlensäure, welche unter Umständen mit kohlensaurem Ammoniak gemengt ist. Mittelst einer Pumpe kann die Kohlensäure durch dieses Rohr abgesaugt und entweder in den vorher beschriebenen Kohlensäure-Absorber gepresst, oder mit regenerirtem Ammoniak zusammen gebracht werden, um kohlensaures Ammoniak zu bilden. Ist das Natronsalz im Kessel *A* soweit erhitzt, dass keine Kohlensäure mehr entweicht, so kann dasselbe durch stärkeres Erhitzen in calcinirte Soda übergeführt werden, wobei die Welle *B* immer rotiren muss, weil sonst die Soda an die schwach glühende Kesselwand anbackt. Nach vollendeter Calcination wird die Thüre *P* geöffnet und das Salz herausgenommen.

Auch durch Anwendung eines heissen Luftstromes, oder von überhitztem Dampf führt Solvay in hierzu besonders construirten Apparaten das Natronbicarbonat in Soda über. Auch zum einfachen Trocknen des Natronbicarbonates behufs Herstellung desselben als Handelsprodukt hat derselbe besondere Vorrichtungen. Es mag genügen dies hier anzudeuten. Für Diejenigen, welche sich für diese Sache näher interessiren, verweise ich auf untenstehende Angabe von Quellen.

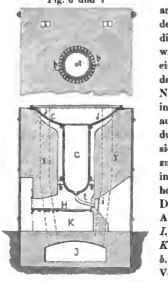
Für den Handel wird manchmal Soda verlangt, welche etwas Aetznatron enthält, also caustisch ist. Auch hierfür hat Solvay Einrichtungen getroffen. Fig. 6 und 7 zeigt eine solche Vorrichtung. Der gusseiserne Kessel *C* hat einen verlängerten Ansatz *G*, welcher in ein Ausflussrohr *t* endigt. Der Kessel *C* hat einen hermetischen Verschluss mit Abzugsrohr, ganz so, wie bei Fig. 5 vorher beschrieben, ebenso eine Rührvorrichtung, welche bei *dd* zur Wirkung kommt. Der Kessel wird oben continuirlich mit Natronbicarbonat beschickt, welches, nachdem es bei *dd* in Soda verwandelt ist, nach und nach in den Ansatz *G* gelangt und hierselbst, da *G* glühend ist, geschmolzen wird; von Zeit zu Zeit läuft Soda durch das Rohr *t* ab und kann auf metallenen Platten aufgefangen werden, woselbst sie durch Besprengen mit einem Wasserregen granulirt wird. Dieser Wasserzusatz darf aber nicht mehr betragen, als durch die Hitze der Soda wieder verdampft werden kann, für den Fall, dass man ein trocknes Pulver erhalten will.

Soll die Soda caustisch gemacht werden, so wendet man einen ähnlichen Apparat an, wie Fig. 6. Der untere Theil

Digitized by Google

des Stückes *G* ist dann in der Richtung nach Rohr *t* verlängert und erhält bei *i* zwei Oeffnungen, die eine zum Einführen eines Dampfrohres, die andere, unterste, zum Ablassen der geschmolzenen Soda. In die geschmolzene Soda wird während des Glühens Dampf eingepresst. Der Wasserdampf zersetzt kohlensaures Natron in diesem Zustande in der Art, dass Kohlensäure ausgetrieben wird, unter Bildung von Aetznatron, welches sich mit dem Wasserdampf zu Natronhydrat vereinigt und in diesem Zustande der Soda beigemengt ist (nach Solvay). Die weitere Einrichtung des Apparates Fig. 6 und 7 ist: *I, I* Feuerzüge, *J* Feuerkanal, *K* Aschenfall, *H* Heizraum; *b, b* sind feuerfeste Steine zur Vertheilung der Flamme.

Fig. 6 und 7




Es ist natürlich, dass der gusseiserne Theil *G*, weil rothglühend, bald zerstört sein wird. Solvay schlägt vor, denselben etwa mit Lehm zu belegen und beim Feuern Reductionsflamme anzuwenden, um diesem Theile längere Haltbarkeit zu geben. Wenn dies auch sehr zweckmässig erscheint, so wird doch dieser Theil oft ausgewechselt werden müssen.

Zur Herstellung niedergrädiger Soda, wie solche theilweise Handelsprodukt ist, versetzt Solvay das Natronbicarbonat mit Kochsalzlösung und verarbeitet solche weiter wie angegeben. Die Menge Kochsalzlösung, d. h. die Concentration derselben, richtet sich nach der Qualität des zu fabricirenden Productes.

Deshalb unterscheiden sich namentlich die geringeren Qualitäten Leblanc-Soda von den betreffenden Qualitäten Solvay-Soda dadurch, dass erstere einen grösseren oder geringeren Gehalt von schwefelsaurem Natron, letztere aber statt dessen Chlornatrium enthält.

Selbst die reinsten Sorten beider Soda unterscheiden sich dadurch, dass Solvay-Soda Chlornatrium, Leblanc-Soda dagegen schwefelsaures Natron enthält.

**Regeneration des Ammoniaks aus der salmiakhaltigen Mutterlauge.**

Ich komme nun zum 6. Theile der Fabrikation, der Regeneration des Ammoniaks aus den resultirenden Laugen, welche von dem Bicarbonat getrennt wurden und also Salmiak als Hauptbestandtheil, nebenbei noch kohlensaures Ammoniak, auch vielleicht freies Ammoniak enthalten.

Von den verschiedenen Apparaten, welche Solvay zur Regeneration des Ammoniaks verwendet, giebt Fig. 8 den Verticaldurchschnitt eines solchen. Sämmtliche Gefässe sind cylindrisch und ebenfalls von Eisenblech construirt.

Derselbe hat folgenden Anforderungen zu entsprechen:

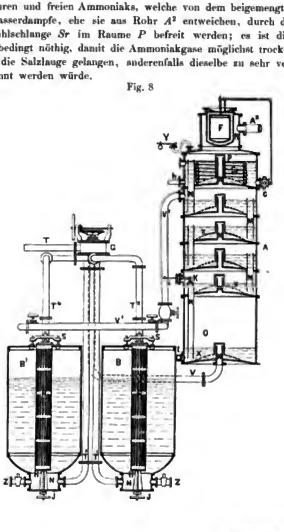
1) muss man mit demselben grosse Flüssigkeitsmassen bearbeiten können;
2) muss man mit demselben continuirlich arbeiten können, ohne
3) viel Wärme zu seiner Function zu gebrauchen;
4) muss eine getrennte Destillation mit demselben möglich sein, ohne den Betrieb desselben zu unterbrechen.

Auf welch' sinnreiche Weise auch hier Solvay zu verfahren verstanden hat, mag im Folgenden näher erörtert werden. Es bildet ja die Wiedergewinnung des Ammoniaks bei besprochener Fabrikation einen der wichtigsten Theile.

Der Apparat besteht aus 2 Haupttheilen, der Colonne *A*, welche zur Destillation des kohlensauren und freien Ammoniaks dient, und aus den Destillirgefässen *B*, $B^1$, $B^2$ und $B^3$ (in der Zeichnung nur *B* und $B^1$ angegeben; es dürfen deren auch mehr sein), welche zur Austreibung des gebundenen Ammoniaks mit Kalk dienen, und welche durch einen Vertheilungsapparat *G* so in Verbindung stehen, dass jedes Gefäss für sich ausgeschaltet werden kann, während die übrigen in Thätigkeit bleiben.

Zum Austreiben des gebundenen Ammoniaks, welches also als Chlorammonium vorhanden ist, kommt Aetzkalk (gebrannter Kalk) zur Verwendung, während der gebrauchte Dampf von den Motoren der Fabrik zur Destillation angewandt wird. Derselbe strömt durch Rohr *T* in den Vertheilungsapparat, geht dann zuerst in das gefüllte Gefäss *B* durch Rohr $T^1$ und gelangt in den Apparat *G* durch $T^2$ zurück, von wo aus derselbe durch Rohr $T^3$ in das zweite Gefäss und dann in das dritte und vierte gelangt. Es wird so verfahren, dass der frische Dampf immer in dasjenige Gefäss zuerst kommt, in welchem die Destillation am weitesten vorgeschritten ist, in welchem also die letzten Theile Ammoniak ausgetrieben werden müssen. Nachdem der Dampf aus der Blase $B^1$ strömt, gelangt derselbe durch Rohr *V* in die Colonne *A* und bewirkt hier die Austreibung des kohlensauren und freien Ammoniaks, welche von dem beigemengten Wasserdampfe, ehe sie aus Rohr $A^2$ entweichen, durch die Kühlschlange *Sr* im Raume *P* befreit werden; es ist dies unbedingt nöthig, damit die Ammoniakgase möglichst trocken in die Salzlauge gelangen, anderenfalls dieselbe zu sehr verdünnt werden würde.

Fig. 8




Digitized by Google

In die Kühlschlange läuft die zu destillirende Flüssigkeit durch Ventil *C* und gelangt vorgewärmt durch Rohr *h* in die Destillircolonne, aus dieser dann durch Rohr *l* in die Destillirblase, welche zuvor geleert worden ist.

Der Zufluss der ammoniakalischen Lösung in das Schlangenrohr wird automatisch regulirt durch den Schwimmer *F*, welcher durch die verschiedene Temperatur der Gase, die auf denselben wirken, in Thätigkeit gesetzt wird. Diese Wirkung wird auf Ventil *C* übertragen und so der Zufluss regulirt.

Die aus der Colonne *A* durch das untere Rohr *l* kommende Flüssigkeit fliesst in die entleerte Blase *B*, deren Behälter *R* mit frischem Kalk beschickt ist. Bei dem Zusammentreffen mit dem Kalk wird viel Wärme frei, welche der Destillation zu Gute kommt. Der Kalk wird durch die Oeffnungen *S*, *S* eingeführt. Die runden Körbe, Behälter *R*, *R* halten die Unreinigkeiten des Kalkes zurück. Dieselben können, wenn die Blase entleert ist, durch die Thür *J* entfernt werden.

Eine zu stürmische Einwirkung der Flüssigkeit auf den gebrannten Kalk ist nicht zu befürchten, da, sobald der Druck im Apparate stärker wird, die Flüssigkeit nicht mehr weiter nachfliessen kann, bis die Einwirkung wieder nachlässt. Dies regulirt sich also von selbst. Der hierbei entstehende Dampf und die Wärme werden durch Rohre *V* und *V*[1] in die Colonne *A* geleitet und kommen hier zur Wirkung. Der Dampf und die Ammoniakgase steigen durch die Rohre *N*, *N*, *N*, ebenso durch durchlöcherte trichterförmige Böden *x*, *x*, *x*, *x*. Die Letzteren sind wegen gleichmässiger Erwärmung der in *A* befindlichen Flüssigkeit und zur vollständigsten Nutzbarmachung der Wärme angebracht.

Hat der untere Raum *O* das für eine Blase nöthige Quantum an Flüssigkeit (erkennbar an einem angebrachten Glasrohre) aufgenommen, so verbindert man durch Ventil *K* ein weiteres Zufliessen.

Die einzelnen Abtheilungen in *A* sind durch Ueberlaufrohre *M*, *M* verbunden.

*Y* ist ein Sicherheits-Ventil für den ganzen Apparat. Ist der Inhalt eines der Gefässe von dem Ammoniak befreit, so wird es durch Hahn *Z* entleert, und der Inhalt entweder weglaufen gelassen oder, in einem Reservoir gesammelt, ferner zum Absetzen stehen gelassen, und die klare Lösung, welche hauptsächlich Chlorcalcium, nebenbei noch Kochsalz enthält, eingedampft und beide Körper gewonnen.

Statt des Kalkes kann man bei diesem Processe Magnesia verwenden, wie dies schon früher bemerkt.

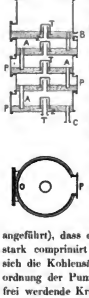
Will man in der Destillir-Colonne *A*, Fig. 8, kohlensaures Ammoniak erzeugen, so hat man nur nöthig, in dieselbe Kohlensäure einzuleiten, welche sich dann mit dem Ammoniak zu kohlensaurem Ammoniak verbindet und durch Rohr $A^2$ als Dampf entweicht.

Alle Apparate, in welchen ammoniakalische Dämpfe entstehen und aus welchen ammoniakhaltige Gase entweichen, stehen sämmtlich mit sogenannten Waschapparaten in Verbindung, durch welche die Gase strömen müssen und in welchen durch Salzlauge das Ammoniak absorbirt wird, um so den Verlust desselben möglichst zu reduciren.

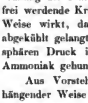
Ein solcher Waschapparat ist in Fig. 9 dargestellt. Die Form ist cylindrisch; die Construction ähnlich wie Colonne *A*, Fig. 8.

Bei *B* strömt Salzlauge ein, welche von einer Abtheilung zur anderen durch Ueberlaufrohre *A*, *A*, *A* gelangt und bei *C* unten abläuft. Die Gase treten unten bei *T* ein, strömen durch Rohre *T*, *T* und durchlöcherte Böden *Z*, *Z* nach oben und entweichen vom Ammoniak befreit; bei *P*, *P* sind verschliessbare Thüren. Zur Herstellung der nöthigen Kohlensäure wird Kalkstein in gewöhnlichen Kalköfen gebrannt, wobei eine, mit etwa 80 pCt. Luft gemischte Kohlensäure erhalten wird.

Fig. 9




Soll reinere Kohlensäure hergestellt werden, so wird in den gut verschlossenen Kalkofen ein Strom Wasserdampf eingeleitet, unter der Vorsicht, dass keine Luft in den Ofen einströmen kann. Die auf die eine oder andere Weise erhaltene heisse Kohlensäure wird durch einen Waschapparat gesaugt, ähnlich dem in Fig. 8 beschriebenen, welcher aber mit Wasser beschickt wird. Hier wird die Kohlensäure schon gekühlt und von mechanischen Verunreinigungen befreit.




Zur vollständigen Abkühlung verfährt Solvay in der Weise (wie schon früher angeführt), dass er die Kohlensäure mit einer zweiten Pumpe stark comprimirt und dieselbe dann expandiren lässt, wobei sich die Kohlensäure stark abkühlt (bis unter 0°). Die Anordnung der Pumpe ist der Art, dass die bei der Expansion frei werdende Kraft auf die Welle der Dampfmaschine in der Weise wirkt, dass sie als Triebkraft zu Gute kommt; so abgekühlt gelangt nun die Kohlensäure unter $1^1/_2$ bis 2 Atmosphären Druck in die Absorptions-Apparate, um hier von Ammoniak gebunden zu werden.

Aus Vorstehendem geht hervor, in welch zusammenhängender Weise Solvay die ganze Fabrikation eingerichtet hat, um einen rationellen Betrieb zu erzielen. Wenn auch zugegeben werden muss, dass auch mit anderen Apparaten Ammoniak-Soda herzustellen ist, wie dies Honigman, Pollacsek, Th. Schmidt, Unger etc. beweisen, so ist doch nicht zu verkennen, dass die Einrichtungen Solvay's sehr durchdacht und selbst im Detail praktisch construirt sind.

Es geht ja aus den immerwährenden Verbesserungen, die Solvay an seinen Einrichtungen vornimmt (siehe Patent No. 8180, 5. Juli 1879 etc.), hervor, dass noch Manches verbessert, und auch auf andere Weise dasselbe erzielt werden kann; trotzdem dürften Solvay's Apparate als mustergiltig dastehen.

---

Ich habe mich im Vorhergehenden darauf beschränken müssen, Ihnen die wesentlichsten Apparate vorzuführen.

Eine vollständige Vorführung aller Hülfsapparate, die Solvay nebenbei noch anwendet, und deren er mehr als 20 anwendet, dürfte zu weitgehend und umfangreich werden. Es gilt dies auch in Bezug auf die Apparate zur Herstellung des Natronbicarbonats als Handelswaare.

Ebenso diejenigen zur Zersetzung des Chlorcalciums resp. Chlormagnesiums in Salzsäure u. s. w.

Was die Apparate anderer Ammoniak-Soda-Techniker betrifft, so geht aus literarischen Mittheilungen hervor, dass die meisten unter einander verschieden construirt sind, namentlich aber von denen Solvay's, die Einen mehr, die Anderen weniger abweichen. Auch wendet man bei Befreiung der betr. Gase von Ammoniak vielfach mit Cokes oder mit Kieselsteinen gefüllte Thürme an, ähnlich wie man solche vielfach in chemischen Fabriken hat, so bei der Schwefelsäure-, Salzsäure-, Salpetersäure-Fabrikation u. s. w. Auch wendet man

Digitized by Google

zur Absorbirung des Ammoniaks statt Salzlauge eine verdünnte Schwefelsäure an, welche so lange in den Waschthürmen verwendet wird bis dieselbe gesättigt ist. Auch Salzsäure kann hierzu angewandt werden. Im ersten Falle resultirt schwefelsaures Ammoniak, im letzten Chlorammonium, aus welchen wieder Ammoniak resp. kohlensaures Ammoniak regenerirt werden kann.

(Schluss folgt.)

# Referate.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Dampfmaschine von Bernays.** Eine Maschine des in den Figuren 1 und 2 dargestellten Systemes war zwar schon in Paris im Jahre 1878 in der englischen Abtheilung ausgestellt, jedoch können wir uns erst jetzt zu einer eingehenderen Mittheilung entschliessen, nachdem wir die dem Systeme eigenthümlichen Kräftewirkungen, im Besonderen den Gleichförmigkeitsgrad der Kurbeldrehkraft und den Bahndruck der Geradführung einer näheren graphischen Untersuchung unterworfen haben. Die von uns benutzten literarischen Erscheinungen von Bernays Dampfmaschinen sind enthalten im „Engineer", Febr. 1879 und im „Practischen Maschinen-Constructeur" 1879, No. 6 und 10.

Der erste in die Augen springende Vortheil dieser Art von geometrischer Zusammenstellung liegt darin, dass beide Dampfcylinder vertical stehen, nur einer Kurbel bedürfen und dabei doch eine recht ergiebige Gegeneinanderversetzung der Kolben gewähren, während man bei den bisher bekannten Ein-Kurbelmaschinen, welche mit um 90° Kurbeldrehung versetzten Kolben arbeiten, auf die Vortheile der Verticalstellung verzichten und die Cylinder um je 45° gegen die Basis geneigt aufstellen muss. Dieser gespreizten Stellung der Dampfcylinder wegen hat man auch eine beträchtliche Ausbreitung der Grundplatte mit in Kauf zu nehmen. Dem gegenüber ist nicht nur die geringe Breite der Bernays-Maschine vortheilhaft, sondern ganz besonders noch die beliebige Wahl der Höhe für die Lagerung der Kurbelwelle und die verhältnissmässig geringe Bauhöhe. Trotz aller Raumgenügsamkeit dieser Construction sind doch alle der Wartung bedürftigen Maschinentheile leicht zugänglich zu machen.

Die beiden Dampfcylinder können Zwillinge, wie in Fig. 1 und 2, sein oder auch einer Woolf'schen Dampfmaschine angehören. Die beiden Kolben arbeiten mit einer gegenseitigen Versetzung, welche man durch eine 57° Stellung der Kurbeln einer gewöhnlichen Dampfmaschine erreichen würde. Der Kolbenhub ist 2,232 mal der Kurbellänge, bei einem Verhältnisse von $\frac{\text{Kurbel}}{\text{Lenkstange}} = \frac{1}{3}$, und $\frac{il}{kl} = \frac{\text{Arm}}{\text{Lenkstange}} = \frac{1}{4}$, während $kl$ rechtwinklig zu $il$ ist. Letzteres ist deswegen am vortheilhaftesten, weil jede schiefwinklige Stellung einen grösseren Seitenausschlag von $i$ ergeben würde.

Fig. 3

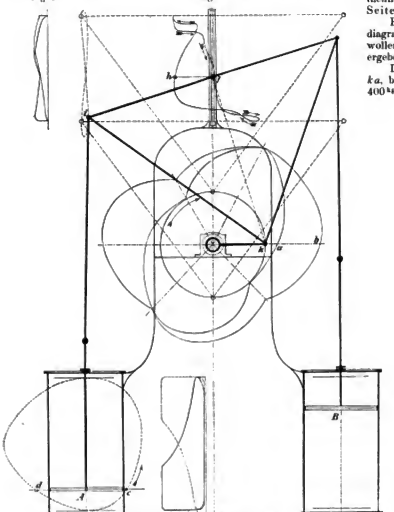
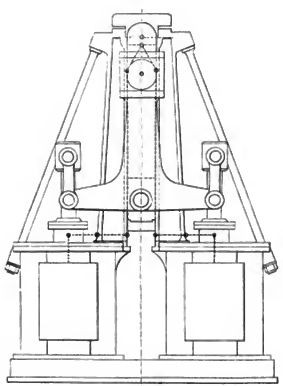


Fig. 1



Bei einer Zwillingsmaschine mit $\frac{1}{3}$ Füllung (laut Dampfdiagramm in Fig. 1), welche zunächst wir hier characterisiren wollen, hat sich nach des Referenten Methode noch Folgendes ergeben:

Die ausserhalb des Kurbelkreises gelegenen Radialstrecken $ka$, bezw. $ab$ stellen, nach einem bestimmten Maassstabe (hier $400^{kg} = 1^{mm}$) gemessen, die Tangentialdrücke dar, welche

Fig. 2



Digitized by Google

durch den wirksamen Dampfdruck auf den links-, bezw. rechtsseitigen Kolben hervorgerufen werden. Die Gesammtwirkung $kb$ variirt während einer Umdrehung in dem Verhältnisse von 1 : 2.6 gegenüber 1 : 2 für eine gewöhnliche Zwillingsmaschine mit demselben Leukstangenverhältnisse und Füllungsgrade. Für einen gegebenen Gleichförmigkeitsgrad des Ganges muss daher das Schwungrad einer Bernays-Maschine $^1/_3$ schwerer oder anstatt der Gewichtsangabe nahezu $^1/_6$ grösser sein, als das einer zweikurbeligen Dampfmaschine.

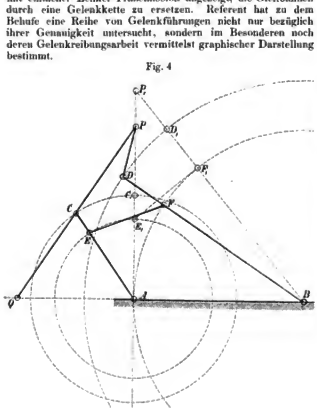
Eine Geschwindigkeitscurve für die Bewegung des linksseitigen Kolbens ist in Fig. 1 dargestellt. Auf die Cylinderachse sind nach rechts die Geschwindigkeiten für den Kolbenaufstieg und nach links die für den Niedergang als Ordinaten $Ae$ und $Af$ aufgetragen. Die grösste Aufstiegeschwindigkeit verhält sich zur grössten Niedergangsgeschwindigkeit wie 1 : 1.21, woegen die zugehörigen Hubzeiten sich wie 1.176 : 1 verhalten. Für den Kolben $B$ gelten diese Verhältnisse umgekehrt.

Der Normaldruck auf die Lineal-Gradführung ist ebenfalls in Fig. 1 durch ein Diagramm gegeben, welches auf die Gradführungsmitte als Null-Achse der Drucke $lb$ aufgetragen ist. Dieses Diagramm zeigt sich von dem in Fig. 3 einer Zweikurbelmaschine entnommenen bedeutend verschieden. Der Bahndruck ist an einer Stelle noch um $^1/_3$ grösser als der wirksame Volldruck auf einen Dampfkolben. Während der mit einer gewöhnlichen Lenkstange hervorgerufene Bahndruck (von Abnormitäten abgesehen) stets nach einer Seite und ziemlich gleichmässig wirkt, ist er im vorliegenden Falle einem Wechsel unterworfen, welcher dazu noch stellenweise sehr heftig auftritt.

Nimmt man den Coefficienten der gleitenden Reibung $= ^1/_{15}$ an, so beträgt die Reibungsarbeit der Gradführung $^1/_{30}$ der indicirten Dampfleistung. Für unsere gewöhnliche Maschine reducirt sich dieser Betrag auf $^1/_{90}$. Auch der Kurbelzapfen und das Lager der Kurbelwelle werden durch Rückwirkung jenes Bahndruckes in Mitleidenschaft gezogen.

Gelenkgradführungen verursachen weit weniger Reibungswiderstand als Linearführungen und finden wir es daher bei der Bernays-Maschine mehr noch als bei den Maschinen mit einfacher Lenker-Transmission angezeigt, die Gleitbahnen durch eine Gelenkkette zu ersetzen. Referent hat zu dem Behufe eine Reihe von Gelenkführungen nicht nur bezüglich ihrer Genauigkeit untersucht, sondern im Besonderen noch deren Gelenkreibungsarbeit vermittelst graphischer Darstellung bestimmt.

Fig. 4




Beispielsweise verursacht der Robert'sche Dreiecklenker, — Taschenbuch der „Hütte", 11. Auflage, S. 365 und „Verhandlungen des Ver. zur Bef. des Gewerbefleisses in Preussen" 1880 — kaum $^1/_{34}$ der Reibungsarbeit einer Linealführung und würde von der Dampfleistung einer Bernays-Maschine nur 0,088 pCt. in Anspruch nehmen.

Als eine uns besonders bemerkenswerth erscheinende Neuheit theilen wir noch mit die:

**Pünfgliedrige Gelenkführung**, Fig. 4, erfunden von Hart, „Bulletin des Sciences mathematiques", April 1879. Von M. G. Darboux in Paris.) Bei derselben kann nicht nur der Punkt $P$ rechtwinklig zum Stege $AB$ genau gerade geführt werden, sondern, wenn man will, auch noch der Punkt $Q$ und zwar in der Richtung des Steges. Statt der Berechnung der erforderlichen Gliedlängen, besonders der Koppel $EF$, empfehlen wir folgende von der gestreckten Lage $A\,P_1\,B$ ausgehende Construction.

Beliebig sei angenommen:

$$AB \text{ und } AC_1 = AC.$$

Man mache $C_1P_1 = AC_1$; $BF_1 = AB$; $F_1D_1 = D_1P_1$, und schliesslich $AE_1 = AE$ so gross, dass

$$\frac{AE_1}{AC_1} = \frac{AF_1}{AD_1} \text{ ist.}$$

$E_1F_1$ ist dann die Länge der Koppel $EF$.

Als ein besonderes Kriterium dieser Gliederordnung ist auch noch die stete Gleichheit der Winkel $PCA$ und $PDB$ zu verzeichnen und endlich an den bekannten Umstand zu erinnern, dass jeder mit der Stange $QP$ festverbundene Punkt eine Ellipse beschreibt.

Die oben citirte Quelle bringt auch noch eine sinnliche Verbindung von 8 Gliedern (worunter 2 Koppeln), durch welche jeder der beiden Endpunkte $P_a$ und $P_b$ einer stets zu $AB$ parallel bleibenden Geraden in Linien genau gerade geführt werden, welche rechtwinklig auf $AB$ stehen. Für Brückenwaagen, Hebebühnen u. s. w. dürfte ein solches Gelenkwerk in paarweiser Anordnung geeignet sein. R. W.

**Zweicylindermaschine mit geringem Dampfverbrauche.** Die „Société industrielle de Mulhouse" hat, wie wir aus deren Bulletin, Januar- und Februarheft 1880, entnehmen, einen in einer Ehrenmedaille bestehenden Preis ausgesetzt: für eine Dampfmaschine neueren Systemes, welche höchstens $9^{kg}$ Dampf pro Pferdekraft und Stunde — die Kraft mit einem Bremszaume auf der Schwungradwelle gemessen — verbraucht, auch einem ununterbrochenen, einjährigen Betriebe.

Als Bewerber traten auf C. Weyher & Richemond aus Pantin mit einer in der Spinnerei von Anton Herzog in Colmar seit 14 Monaten im Gange befindlichen Dampfmaschine. Die Maschine, welche transportabel gebaut ist und schon 1878 auf der Weltausstellung in Paris zu sehen war, arbeitet mit zwei Cylindern an um 90° zu einander versetzten Kurbeln. Der Durchmesser des kleinen Cylinders ist $= 284{,}4^{mm}$, der des grossen $= 480{,}4^{mm}$; der Hub beider Kolben beträgt $480^{mm}$. Die Cylinder sind mit Dampf umhüllt.

Bei den von Walther-Meunier und G. Keller, den Ingenieuren des elsässischen Vereines von Dampf-Apparat-Besitzern, mit vieler Sorgfalt geleiteten Versuchen kam ein „hydraulischer Zaum" mit Bremsband in Anwendung, bestehend in einer hohlen, zum Durchleiten von Kühlwasser eingerichteten Bremsscheibe.

An jedem Cylinderende war ein Richard'scher Indicator aufgeschraubt, die Bewegung der Papiercylinder von den Kolbenstangen aus durch Hub-Reductoren vermittelt (vgl. Reductor von Stanèk, Wochenschrift 1880. S. 67) und wurden alle zwanzig Minuten Diagramme genommen.

Die Ergebnisse sind:

6.2 Atmosphären abs. Anfangsspannung,
89 Umdrehungen in der Minute,
80 indicirte Pferdekräfte,
0.866 Wirkungsgrad,
$8.734^{kg}$ Dampf von 5 pCt. Wassergehalt verbraucht pro Pferdekraft und Stunde.

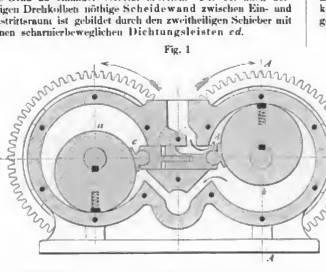
Digitized by Google

Der Regulator jener preiswürdigen Dampfmaschine — System Porter — wirkt „dictatorisch" auf eine Farcot-Steuerung und regulirt die Umdrehungszahl der Dampfmaschine so, dass zwar nach jeder Aenderung des Arbeitswiderstandes der Schleppschieber-Anschlag dem Dampfbedarfe entsprechend gestellt wird und auch bis zu einer neuen Aenderung stehen bleibt, dass jedoch in Folge einer der Verbindung zwischen Regulatorhülse und Anschlag gegebenen, durch den Motor beherrschten Veränderlichkeit der Regulator unabhängig von der Anschlagstellung immer wieder nach der mittleren Gleichgewichtslage zurückgeht, während die Umdrehungen pro Zeiteinheit ihrer normalen Zahl nahe gebracht werden.

Des Näheren über diese für unsere Motoren so wichtigen Regulatoren verweisen wir auf den auf der Hauptversammlung in Hamburg gehaltenen Vortrag des Professors F. Lincke aus Darmstadt, Bd. XXIII. S. 588, Blatt 29 d. Z. R. W.

**Rotations - Dampfmaschinen.** Zwillings - Dampfmaschine (bezw. Pumpe) von G. Voigt in Berlin. D. P. No. 1877. Fig. 1 und 2. Die beiden Kolbenwellen liegen centrisch in ihren Dampfcylindern, und sind durch die Kuppelräder zu entgegengesetzter Drehung gezwungen, damit die zweitheiligen, excentrisch aufgekeilten Drehkolben *a*, *b* unter dampfdichter Berührung der Cylinderwandung immer um 180 Grad zu einander versetzt arbeiten. Die bei allen derartigen Drehkolben nöthige Scheidewand zwischen Ein- und Austrittsraum ist gebildet durch den zweitheiligen Schieber mit seinen scharnierbeweglichen Dichtungsleisten *ed*.

Fig. 1




Die Entfernung der Berührungsflächen schwankt aber im Verhältniss von 100 : 108 während einer Umdrehung. Dieser Schwankung ist durch die Theilung des Schiebers Rechnung getragen. Jeder der beiden Theile hat an der oberen Seite, nach welcher hin sich der eintretende Dampf rechts und links abzweigt, zum Durchlass desselben eine muschelförmige Vertiefung. Unterhalb des Schiebers befinden sich die Dampfaustrittsöffnungen.

Die Maschine von Edgard Cassot in Marseille. D. P. No. 8145 hat wie die Voigt'sche Maschine in ihrem einen Dampfcylinder einen cylindrischen Drehkolben und einen zum Dampfeinlass ausgetieften, in einem oben aufgesetzten Gehäuse geführten Schieber als Scheidewand. Der Schieber berührt mit seiner Unterkante ohne Dichtungsleiste den Kolben, gegen welch letzteren er durch den im Gehäuse auf seine Oberkante wirkenden Dampfdruck angedrückt wird.

Die Maschine von Ludwig Pfaff in Neu-Isenburg, D. P. No. 8304. In einem von der Cylinderform etwas abweichenden Hohlenraume liegt die Kolbenachse excentrisch, als centrische Trägerin eines Cylinders, welcher die Innenwandung jenes Hohlprismas an einer wellenförmig einspringenden Stelle des Umfanges dampfdicht berührt. Mittels durch diesen Cylinder und seine Achse schiebt sich eine als Dampfkolben dienende rechteckige Platte, deren scharnierartige Dichtungsleisten durch Federn gegen die Prisma-Wandung angedrückt werden. Diese Leisten müssen auch etwas radial verschiebbar sein, indem die für die Kolbenlänge massgebende Sehne während einer Umdrehung nicht constant bleibt. An einer auf der Landes-Gewerbe-Ausstellung 1879 in Offenbach a. M. vom Patentinhaber ausgestellten Maschine, deren Untersuchung dem Referenten als Mitglied der Beurtheilungs-Commission oblag, war die Unveränderlichkeit der Kolbenlänge eine schon mehr angenäherte.

Eine Curve mit constanter Sehne erhält man wie folgt:

Es sei gegeben für die Kolbenlänge $= 2r$

die Excentricität $= e$.

Für irgend einen Drehungswinkel $\varphi$ der Sehne, von der zur Excentricität normalen Stellung aus gerechnet, hat man für die beiden Armlängen $\varrho$ und $\tau$

$$\varrho = r + e \sin \varphi$$
$$\tau = r - e \sin q.$$

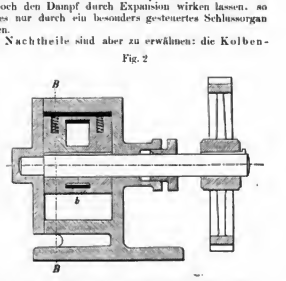
Daraus folgend liegt die Kolbenmitte immer in einem Kreise, zu welchem die Excentricität Durchmesser ist.

An der hier in Rede stehenden Maschine sind auch noch Einrichtungen getroffen, vermittelst deren mit durch den Regulator verstellbarer Expansion gearbeitet werden kann.

Die Vorzüge der Rotationsmaschinen gegenüber den Hubmaschinen beschränken sich darauf, dass die Transmissionswelle unmittelbar durch den Kraftkolben in Rotation gesetzt wird und dass der letztere nicht bloss als Kraftaufnehmer, sondern auch noch als Dampfvertheiler dient. Will man jedoch den Dampf durch Expansion wirken lassen, so kann dies nur durch ein besonders gesteuertes Schlussorgan geschehen.

Als Nachtheile sind aber zu erwähnen: die Kolben-

Fig. 2




reibungsarbeit. Die der Dampfmaschine No. 1877 ist 1,25 mal grösser als die einer Hubmaschine von gleichem Füllungsraume, gleicher Umdrehungszahl und gleichem specifischen Drucke an den Dampfdichtungen. Letztere sind zudem noch schwierig herzustellen und zu erhalten.

Die dampfberührten Flächen verhalten sich zu Ungunsten der Rotationsmaschine wie 2,2 zu 1; und geht daher durch Condensation an diesen Flächen bedeutend mehr als in Hubmaschinen Dampf verloren.

---

**Wiedergewinnung der mit dem Abdampfe entweichenden Schmiermaterialien.** D. P. No. 8189 von Ehrhardt & Schmer in Mallstatt bei Saarbrücken. Das mit den Auspuffdämpfe der Dampfmaschinen mit fortgerissene Condensationswasser und Schmierfett wird in einem dazu besonders eingerichteten, in das Dampfabgangsrohr eingeschalteten Behälter abgesondert und von da aus als Gemisch von Wasser und Dampf in einen zweiten Behälter geleitet, in welchem sich das Fett als eine auf dem Wasser schwimmende Schicht abscheidet. Von hier aus kann nun das wiedergewonnene Schmierfett und das Wasser — periodisch oder continuirlich — jedes für sich abgelassen werden. R. W.

**Windturbine.** Die wesentlichen Neuerungen, für welche an Friedrich Wiebeck in Neuhaldensleben bei Magdeburg



Digitized by Google

ein **D. P. No. 8191** ertheilt worden ist, bestehen in einem **Windfangtrichter** und drei verticalen, hinter einander **angeordneten Turbinenrädern**, von denen das zweite eine dem ersten und dritten entgegengesetzte Drehrichtung hat. Durch **Wechselräder** wird diese entgegengesetzte Bewegung in eine gemeinsinnige übergeleitet.

Diese Combination von Kreiselrädern ist an und für sich **nicht neu**, indem dieselbe der in Bd. XXIII, S. 166. d. Z. erwähnten Patent-Dampfturbine zu Grunde gelegt worden ist.

R. W.

## Apparate zum Reguliren, Messen und Wägen.

**Indicatoren für raschgehende Dampfmaschinen.** Der Indicator von Darke. (Engineer, 5. März 1880.) Eine der Eigenthümlichkeiten dieses Instrumentes besteht in der Gradführung des Schreibstiftes durch einen mit dem Papiercylinder parallel geschlitzten Arm, welcher an dem Kolbenrohre befestigt ist. Der Stifthalter ist mit einem Gleitblocke in Verbindung, welcher von dem schleifenartigen Ende eines einarmigen Hebels mitgenommen wird. Dieser Hebel ist um einen am Kolbenrohre festen Punkt drehbar und wird von der Indicatorkolbenstange durch Vermittelung von Schleife und Gleitblock kurz gefasst. Diese Stange ist hohl, daher leicht und doch gehörig steif. Man hat bei dieser Gradführung nur noch einen Hebel, während bei dem Lemniscadenlenker des Richards'schen Indicators deren zwei und eine Koppel vorhanden sind.

Die Gliederzahl der Stiftführung ist bei dem Thompson'schen Indicator — Engineer, 13. Oct. 1876 — durch Anwendung des angeschlagenen Evans'schen Lenkers auf nur einen Hebel und zwei Gelenke reducirt. Hieraus folgt auch eine Reduction der von dem Indicatorkolben aus bewegten Massen, und eine Verflachung der die Gleichgewichtslage umspielenden Schwingungen des Schreibstiftes.

Dass wellenförmige Verzerrungen der Indicatordiagramme wesentlich nur aus der Trägheit jener Massen hervorgehen und nicht als wahre Spannungscurven gelten können, lässt schon die blosse Anschauung solcher Zerrbilder vermuthen, wie z. B. das in der „Wochenschrift" 1880, S. 111, abgebildete Diagramm, welches noch weniger als Null Druck anzeigt.

Referent hat auf Grundlage der Theorie der Massenbewegung ein Dampfdiagramm graphisch hergeleitet und dasselbe sehr gut übereinstimmend gefunden mit dem als Vorbild genommenen Diagramme, welches einer schnell gehenden Dampfmaschine mit einem Richards-Indicator entnommen und stark verzerrt war. Die dabei angewandte Methode lehrt auch die Entzerrung solcher Diagramme, lässt aus der zunehmenden Verflachung des Kolbenreibungswiderstand (des Indicatorkolbens) erkennen und führt zu der günstigen Thatsache, dass die Flächeninhalte der Zerrdiagramme von denen ihrer wahren Figuren so wenig verschieden zu sein pflegen, dass zum Behufe der Kraftmessung von einer vorausgehenden Entzerrung Abstand genommen werden kann.

Die in Manchester in französischer und englischer Sprache erscheinende Zeitschrift: „L'Ingénieur universel, The Universal Engineer", 5. Sept. 1879, bringt Näheres über unsere „Zerrdiagramme."

Die zweite an den Darke'schen Indicatoren angebrachte Verbesserung besteht darin, dass das Papier nicht mehr in einzelnen Karten nach jeder Aufnahme aufgeschoben, sondern von einer in das Innere des Cylinders hineingeschobenen Papierrolle durch einen Schlitz hindurch abgezogen wird. Indem man ein genommenes Diagramm abzieht und abreisst, schiebt sich ein frisches Endstück vor.

Der Indicator von Martin. Derselbe ist in den „Annales industrielles" vom 17. August 1879 abgebildet und beschrieben. Die Gradführung des Schreibstiftes ist der des Thompson-Indicators ähnlich und deshalb für Schnellgang besser als die Richards-Führung.

Der Dampfstoss, durch welchen der Indicatorkolben mitsammt dem Schreibewerke in Schwingung gesetzt wird, und als Folge hiervon die Wellenform der Spannungscurve verrsacht, wird durch ein unterhalb des Kolbenrohres angebrachtes Sperrventil gemässigt. Dieses Ventil wird durch den plötzlichen Zustrom hochgespannten Dampfes so weit zugeworfen, dass demselben nur noch ein Durchgang bleibt, welcher etwa ein Drittel des Rohrquerschnittes beträgt. Nach erfolgtem Ausgleiche der über und unter dem Ventile herrschenden Spannungen öffnet sich dasselbe wieder ganz.

In das erweiterte Ventilgehäuse mündet auch noch die Bohrung eines Ausblaschahnes. R. W.

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Schmiedeeisenrost für Locomotiven nach Gross.** Ein solcher hat sich auf württembergischen Bahnen seit mehreren Jahren gut bewährt. Die Stäbe bestehen aus Flacheisen von 70 und 10$^{mm}$, welches an den Enden zur Bildung des Kopfes umgeschlagen wird und dicht neben dem Kopfe eine eingefräste Nuth erhält, mit welcher es über die aus Winkeleisen hergestellten Rostbalken greift. Die beiden Stabreihen, welche gewöhnlich für eine Feuerbuchse erforderlich sind, greifen in der Mitte in einander und liegen dort auf den beiden Schenkeln eines U-Eisens auf, so dass die Stelle des Ineinandergreifens frei liegt.

1$^{qm}$ Rost wiegt 230$^{k}$, der Arbeitslohn für einen Stab beträgt 12 Pf. („Organ f. Eisenbahnw." 1880, S. 12.)

R. Z.

**Der Rupert'sche Schmelzofen für Metallspäne** ist ein verhältnissmässig kurzer Flammofen mit Füllfeuerung für Cokes und Unterwind. Die Fuchswand des Ofens ist über die halbe Länge des Heerdes übergebaut, so dass unter ihr nur ein Raum von ganz geringer Höhe bleibt, aus welchem der Fuchs nach oben abgeht. Das Aufgeben des Schmelzmateriales erfolgt durch einen Trichter, in dessen Hintergrund sich gleichfalls ein Schlitz für den Abzug der Verbrennungsproducte befindet. Je nachdem man den eigentlichen Fuchs mehr oder weniger durch eingelegte Ziegel verengt, kann man die Flamme weniger oder mehr auf die eben aus dem Trichter fallenden Späne leiten.

Ein derartiger Ofen mit 20 × 52$^{cm}$ Heerdfläche setzt in 10 Stunden 1000 bis 1200$^{kg}$ Metall mit einem Cokesaufwande von 300 bis 350$^{kg}$ durch. („Prakt. Masch.-Constr." 1880, S. 129.) R. Z.

**Anthracitfeuerung für Schiffskessel.** Ueber eine von ihm construirte Anthracitfeuerung für Schiffskessel hat J. F. Flannery in längerem Vortrage vor der Institution of Naval Architects berichtet. Um die für eine wirksame Verdampfung erforderliche schnellere Verbrennung des Anthracits zu erzielen, ohne dabei die Haltbarkeit der Roste zu gefährden, sind die letzteren als hohle Kasten mit mehreren Löchern in jeder Seitenwand construirt und liegen auf der Feuerplatte und Brücke, welche beide gleichfalls hohl sind, derart auf, dass sie sich frei ausdehnen können, ohne dass dabei der luftdichte Schluss der Auflageflächen beeinträchtigt wird. Unten in die Feuerplatte tritt das Zuführungsrohr für den von einem Ventilator gelieferten Wind ein; durch ein am Boden des Aschenfalles liegendes Zweigrohr wird der Wind der Feuerbrücke zugeführt. Das Innere der Roststäbe steht mit den beiden hohlen Auflagern in Verbindung und der Wind kann von vorn und hinten in die Stäbe treten, um durch die Seitenlöcher derselben in das Feuer zu treten. Mit der Feuerplatte steht auch noch der hohle Rahmen der Feuerthür in Verbindung, wodurch Gelegenheit geboten ist, auch den Feuergasen die noch etwa fehlende Luft zuzuführen.

Durch die Firma Penn & Sohn wurde auf dem Dampfer „Elephant" der eine der beiden gleichen Kessel mit der neuen Feuerung ausgerüstet, während der andere die erprobte Einrichtung für Wales-Kohle behielt. Bei den Versuchen ergab sich im Mittel für die Anthracitfeuerung eine stündliche Verbrennung von 5,1$^{kg}$ und eine Verdampfung von 44,8$^{kg}$ pro Quadratmeter Rostfläche bei 8,8facher Verdampfung, wogegen sich bei Waleskohle diese Werthe auf 3,6$^{kg}$, 32,3$^{kg}$ und 8,9 stellten, ein ganz vortheilhaftes Resultat mit Rücksicht darauf, dass der Anthracit für die Gewichtseinheit weniger Raum einnimmt und geringeren Abrieb giebt als die weichere Kesselkohle. („Engineering", 16. April 1880.) R. Z.

Digitized by Google

**Porsellanofen mit Regenerativfeuerung von E. H. Siebert** (D. P. No. 2722). Der eigentliche Ofen ist ein mit Tonnengewölbe überdeckter Raum von etwa der doppelten Breite als Länge und hat nahe den beiden Stirnwänden in der Sohle je eine Reihe von länglichen Schlitzen, durch welche das Feuer abwechselnd in den Ofen tritt. Unter jeder Schlitzreihe liegt ein Quercanal zur besseren Mischung der von der Vereinigungsstelle von Gas und Luft kommenden Flamme. Gas- und Luftcanäle, Regeneratoren und Wechselklappen sind von der allbekannten Construction, indessen erfolgt die Zuleitung der Luft zu der betr. Klappe nicht direct, sondern durch einen fünften Regenerator, welcher andererseits von der beim Abkühlen des Ofens erwärmten Luft durchzogen wird. Letztere tritt durch kleine Oeffnungen an der Ofensohle ein und wird durch Schlitze im Gewölbescheitel abgeführt, um durch einen entsprechenden Canal nach dem erwähnten Regenerator und von diesem nach dem Schornstein geleitet zu werden.

Dieser Regenerator gehört zu der dem Ofen eigenthümlichen Einrichtung, die Flamme auch von beiden Seiten gleichzeitig in den Ofen treten zu lassen, was von dem Erfinder zur Vorwärmung des Ofens benutzt wird. Hierzu sind in den Ofenwänden dicht über der Sohle Oeffnungen angebracht und diese münden in Canäle, welche, unter den Zügen von der Luftklappe zu den beiden Regeneratoren angeordnet, nach dem Schornsteine hinführen. Werden diese Canäle mit dem Schornsteine verbunden, die Verbindung der Wechselklappen mit dem Schornsteine aber aufgehoben, ferner die beiden Klappen auf die Mitte gestellt und endlich die frische Luft noch durch den fünften Regenerator geleitet, so tritt das Feuer durch beide Schlitzreihen zugleich in den Ofen, die Verbrennungsproducte ziehen durch die Oeffnungen in den Wänden unter den Luftcanälen der Wechselfeuerung fort, an welche sie noch einige Wärme abgeben, und dann in den Schornstein.

Dadurch, dass hierbei die in den Regeneratoren aufgespeicherte Wärme zum grossen Theile aufgenommen wird, dürfte der Ofen, wenn dann die Wechselfeuerung wieder angestellt wird, nicht unerheblich wieder zurückgehen. Ein Vortheil dieses ohnehin complicirten Apparates ist daher nicht recht abzusehen.

Durch Sandverschlüsse ist dafür gesorgt, die Regeneratoren während des Verkühlens, des Ausnehmens und Einsetzens der Waare von dem Oberofen absperren zu können.

R. Z.

**Ofen zum Brennen von Thonwaaren von H. Eisenecker** (D. P. No. 3334). Ein gewöhnlicher runder Ofen, welcher für absteigende Flammen eingerichtet ist. Zu dem Ende sind vor die in der Peripherie liegenden Feuerlöcher Schirmmauern angeordnet, welche die Flamme nach dem Gewölbe leiten, ferner in der Mitte des Ofens ein runder Schacht, der an seinem Fusse mit Schlitzen versehen ist und oberhalb des Gewölbes unter die Sohle des oberen Ofens einmündet. Aehnliche Schächte stehen noch an der Ofenwand und stehen unten mit einem Raum unter der Ofensohle in Verbindung, in welchen, über die Fläche vertheilt, durch eine Anzahl von Oeffnungen gleichfalls die Verbrennungsproducte des Ofens abziehen. Der obere Ofen hat gewöhnlich aufsteigende Flamme, die aus verschiedenen Löchern der Sohle in denselben eintritt.

R. Z.

# Kleinere Mittheilungen.

## Sägeblockführung und Hinterschemel mit Einrichtung zur Vermeidung der Kammenden, für Sägegatter mit einer verticalen Gattersäge.

Von J. G. W. Kemm, Civil-Ingenieur und Mühlenbaumeister, in Gollnow.

(Hierzu Taf. XVI.)

Seeschneidemühlen mit einer verticalen Gattersäge hatten bisher einem Vollgatter und einem Horizontalgatter gegenüber den Nachtheil, dass bei Letzterem zum Brettersägen schwächere Sägenblätter angewendet und ausserdem die Sägenschnitte in der ganzen Blocklänge ausgeführt werden können, wodurch eine Ersparniss an Holz und motorischer Kraft ermöglicht wird. Die Leistungsfähigkeit einer Horizontalsäge ist in weichen Langhölzern vermöge der dem Sägeblatte zu gebenden, zweiseitig schneidenden Zahnform geringer, wie die einer vertical arbeitenden Säge und ist ferner zur Anlage eines exact arbeitenden Horizontalgatters auch ein grösseres Anlagecapital erforderlich. Der Betrieb eines Vollgatters hat das Unangenehme, dass, wenn das zeitraubende, oftmalige Umstellen der Sägen im Gatter vermieden werden soll, zuerst die zu Bretter zu sägenden Hölzer bezüglich gleichen Durchmessers und gleicher Qualität sortirt werden müssen; ferner hat ein Vollgatter noch den Nachtheil, dass bei gleichen Sägeblattstärken im Voll- und einsägigen Gatter mittelst Letzteren aus jedem Sägeblocke ein noch Deckmaass halbeides Schnittbrett mehr gewonnen wird und zwar aus dem Grunde, weil nicht zu jedem Blocke passend die beiden äussersten, im Blocke noch arbeitenden Vollgattersägen zu den Schnittbrettern umgestellt werden können.

Durch die mir unter No. 1562 patentirte, rotirende Sägeblockführung ist es möglich, beim Arbeiten der Säge in einem 8m langen, nur an seinen Enden unterstützten und befestigten Sägeblocke, diesen gegen Seitendurchbiegung und Verticalschwingungen sicher zu führen, so dass die Säge während der Arbeit im Blocke ganz unabhängig von der Blockführung ist und in Folge dessen ein schwaches Sägeblatt zur Anwendung kommen kann. Durch meinen neuen Hinterschemel, Patent-Anmeldung No. 5534, ist es ferner möglich, mit einer verticalen Gattersäge den Block in seiner ganzen Länge ohne Kammenden zu Bretter sägen zu können. Ein einsägiges Gatter, mit diesen Einrichtungen versehen, liefert an Brettern circa 14 pCt. mehr, als eine andere Verticalsäge ohne diese Einrichtungen.

Rotirende Sägeblock-Führung. In den Textfiguren*) 1 bis 4 ist *a* eine kreisförmige Stahlscheibe von 82cm Durchmesser und 3mm Dicke, *c* eine konisch gedrehte, schmiedeiserne Kreisscheibe, beide Scheiben fest mit einander verschraubt und auf der Achse *b* befestigt. Die Stahlscheibe *a* erhält eine rotirende Bewegung in dem jedesmaligen vorletzten Sägenschnitte des zu schneidenden Blockes, während die konisch gedrehte Scheibe *c* eine rotirende Bewegung durch Reibungsmitnahme auf dem in der Längenrichtung sich fortbewegenden Sägeblocke erhält. Die vereinigten Kreisscheiben *a* und *c* sind auf der Achse *b* verschiebbar und werden durch eine Schraubenanordnung festgehalten; die Achse *b* ist in einem vertical bewerglichen Rahmen *f* gelagert. Sind die Scheiben *a* und *c* richtig eingestellt und auf den Sägeblock gedrückt und es bewegt sich letzterer vorwärts, so erfolgt auch gleichzeitig durch die Scheiben *a* und *c* eine Führung des Blockes, unabhängig von der arbeitenden Säge *h*. Nach Beendigung eines jeden Sägeschnittes wird der Rahmen *f* in seinen Führungen *gg* durch eine Windevorrichtung hochgehoben und bei Wiederbeginn der Arbeit werden die Scheiben aufs neue nach dem vorletzten Sägeschnitte des Klotzes eingestellt.

Hinterschemel zur Vermeidung der Kammenden, Taf. XVI, Fig. 1 bis 6. Unter Kammende ist das zur Lagerung des Blockes auf dem Hinterschemel erforderliche und nicht zu Brettern zu sägende Blockende, 15cm lang, verstanden; unter Vorderschemel, auch Festschemel genannt, ist der hinter der Säge befestigte und unter Hinterschemel, auch Losschemel genannt, ist der vor der Säge verstellbare Wagenschemel verstanden. In den Figuren 1 bis 6 ist *aa* ein Querschnitt der Blockwagenbäume, *b* ist ein Hinterschemel auf dem Blockwagen und *c* ein halber Sägeblock auf dem Hinterschemel. Ist der Sägeblock mit seinem vorderen Ende auf dem Festschemel vor dem Beginne des Sägens richtig befestigt und mit seinem hinteren Ende *c* auf dem Losschemel *b* ebenfalls

*) Versuchsweise durch Photozinkotypien hergestellt. D. Red.

Digitized by Google

## Rotirende Sägeblockführung

für Sägegatter mit einer verticalen Gattersäge, von J. G. W. Krum in in Gollnow.

Deutschen Patent No. 1562.

(Beschreibung auf S. 265.)

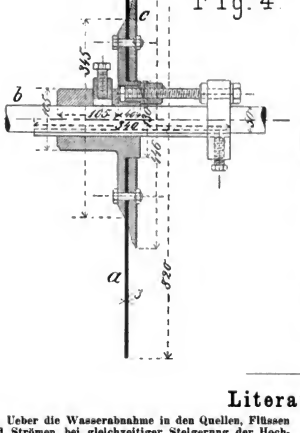
Fig 1

Maassstab 1:20.

Fig 2

Fig 3
Schnitt AB

Digitized by Google




befestigt, so wird mit dem Absägen eines Brettes vom Blocke begonnen. Kurz vor Vollendung des Sägeschnittes wird während der Arbeit der Säge, nach Lösung der Druckschraube *d*, die Winkelplatte *w* in der Längenrichtung der Blockschnittfläche zurückgezogen, die Säge vollendet, indem sie in den entsprechenden Schlitz des Hinterschemels *b* hineintritt, den Schnitt bis zu Ende des Blockes und das von diesem ganz abgesägte Brett fällt seitlich des Sägeblockes auf die am Sägeblockwagen horizontal und rechtwinklig zur Blockschnittfläche angebrachten Bretthalter. Nach Entfernung des Brettes von den Bretthaltern beginnt die Rückwärtsbewegung des Wagens mit Block; ist dieses ausgeführt, so wird der Sägeblock zuerst auf dem Vorderschemel um die zu schneidende Brettstärke horizontal verschoben und durch Blockhalter am Vorderschemel befestigt. Es wird die Winkelplatte *w* in ihre alte Lage zurückgeschoben, eventuell mittelst der Schraube *s* durch Drehen an dem Handrädchen *r* auf eine gewünschte andere Brettstärke eingestellt und nun durch die Druckschraube *d* befestigt. Dann erst wird auch das andere Stammende *c* auf dem Hinterschemel *b* mittelst des verstellbaren Hebels *h* horizontal gegen die Winkelplatte *w* fest gegengepresst, es wird der Hebel *h* durch einen Keil fixirt und es werden endlich noch die Blockhalter *f* mittelst eines Hammers in das Sägeblockende *c* eingetrieben. Die Feststellung der Blockhalter *f* geschieht durch die Druckschrauben *gg*; erstere sind an ihrem vorderen Ende auf eine Tiefe von 30$^{mm}$ röhrenartig und in abgestumpfter Kegelform, nach vorn scharf auslaufend, ausgebohrt, wie dieses Fig. 6 in natürlicher Grösse darstellt.

Von dem auf solche Weise befestigten Sägeblocke wird nun aufs Neue, wie vorher beschrieben, ein zweites Brett abgeschnitten und so weiter fort bis zur Aufarbeitung des Blockes.

# Literarisches.

**Ueber die Wasserabnahme in den Quellen, Flüssen und Strömen bei gleichzeitiger Steigerung der Hochwasser in den Culturländern.** Von Gustav Ritter von Wex, k. k. Ministerialrath und Oberleiter der Donau-Regulirung bei Wien. 29 Seiten Text und 6 Zeichnungsblätter. Wien, 1879. Verlag von R. v. Waldheim.

Vorliegende, zuerst in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereines 1879 erschienene Abhandlung bildet die Fortsetzung einer unter dem gleichen Titel im Jahre 1873 veröffentlichten. Der Verfasser sucht durch eine kritische Benutzung der ihm zu Gebote stehenden, mit grossem Fleisse gesammelten Beobachtungsmaterialien darzuthun, dass die Hochwasser in den Wasserläufen der Culturländer häufiger und zerstörender auftreten, als in früheren Zeiten, sowie dass insbesondere auch die Gesammtwassermenge, welche jährlich durch die Flussbetten sich ergiesst, überhaupt abgenommen hat. Die Folgen dieser Erscheinungen sind durchgängig als höchst nachtheilig zu bezeichnen, indem die schädlichen Einflüsse der Wasserläufe (z. B. Ueberschwemmungen der Flussthäler. Ueberschüttungen von Geländen durch die Wildbäche in den Hochgebirgen u. s. w.) zunehmen, während der Nutzen des Wassers abnimmt (z. B. die Flüsse mehr und mehr ihre Eigenschaft als Schifffahrtsstrassen verlieren, Bäche und Quellen versiegen, die Fruchtbarkeit ganzer Länder durch Wassermangel zerstört wird). Es wird darauf hingewiesen, dass die klimatischen Eigenschaften der Culturländer sich verschlechtern, namentlich dass in verhängnissvoller Weise die atmosphärischen Niederschläge abnehmen. Nach Aufzählung der Ursachen, welche die erwähnten Veränderungen herbeiführten und welche vorzugsweise in der gänzlichen Vertilgung vieler Wälder, besonders in den Gebirgen, gefunden werden, dann auch in der Austrocknung von Sümpfen, Ablassung von Seeen und Teichen und in der Regulirung der Flüsse, wodurch dem Wasser allerwärts ein schnellerer Ablauf gegeben wird, kommt der Verfasser zur Angabe derjenigen Mittel, welche geeignet sind, der drohenden schnellen Zunahme aller beregten Uebelstände zu begegnen und fordert die Regierungen auf, durch Gesetze und durchgreifende Verwaltungsmassregeln zu helfen; er fordert die Techniker auf, sich ausführlich mit dem Gegenstande zu beschäftigen, ihn zu studiren und weitere Thatsachen zu sammeln, um die noch bestehenden Lücken und Zweifel zu beseitigen.

Es ist allgemein bekannt, dass sich in historischen Zeiten grosse klimatische Veränderungen vollzogen haben und es hat den Anschein, als wenn sich von Süden und Osten her die Gebiete der wasserarmen Länder mehr und mehr nach Norden und Westen ausbreiten. Zu Anfang unserer Zeitrechnung war Nordafrika, Sicilien, Spanien in unvergleichlichem Grade fruchtbarer als heute; ebenso Italien und Griechenland. Wer erkennt Kleinasien, Syrien, Mesopotamien wieder? Deutschland, das verrufene Sumpf- und Nebelland, trägt dagegen auf sonnigen Fluren seine Ernten.

Schwer möchte es sein zu sichten, welchen Antheil an diesen klimatischen Aenderungen die Ausrodung der Wälder und die Entsumpfung der Länder, welchen Antheil die grossen staatlichen Umwälzungen, welchen Antheil vielleicht noch kosmische Einflüsse tragen.

Die Gesammtniederschlagshöhe beläuft sich in einem Jahre von einem Bruchtheile eines Meters bis über einen ganzen Meter, im mittleren Europa etwa 60 Centimeter. Berücksichtigt man nun, ein wie ausserordentlich grosser Theil dieser Wassermenge durch Aufsaugung der von dem Laubdache geschützten Moos- und Humusschicht des Waldbodens zurückgehalten wird, so überzeugt man sich sofort, dass ein Wald ganz ähnlich wirkt, wie ein See oder Sumpf; er verhütet das plötzliche Einströmen grosser Regenmengen in die Flussläufe, er nährt dauernd die Quellen, er macht die Luft feuchter und veranlasst hierdurch, dass die Luftmassen häufiger in einen Zustand der Uebersättigung an Wasserdampf gerathen, als ohne ihn, kurz, dass es regnet. Ein Wald, See oder Sumpf übt also gerade alle diejenigen Einflüsse auf Klima und Wasserverhältnisse aus, welche für ein Land als wünschenswerth erscheinen müssen.

Aus diesen sehr bekannten Thatsachen leitet sich für die Gesetzgebung eines wohlgeordneten Staates der Grundsatz ab, dass die Benutzung des Walderträgnisses auf einem sonst freien Besitzthume an bestimmte Bedingungen geknüpft und der Ueberwachung der Staatsbehörden unterstellt werden muss.

Digitized by Google

Der Waldbestand soll unter einen gewissen Antheil der Gesammtoberfläche nicht sinken und gänzliche Kahlhiebe, deren Wiederaufforstung, namentlich an Gebirgshängen, an denen die von Bäumen entblösste Oberflächenbedeckung leicht durch Regengüsse in die Thäler niedergeschwemmt wird, so ausserordentlich schwierig ist, sollen in der Regel verboten sein.

Die Bestätigung seiner Behauptung, dass eine Abnahme der durch die Flüsse abgeführten Wassermengen seit längerer Zeit zu bemerken und in den letzten Jahrzehnten in beschleunigterem Maasse eingetreten sei, sucht Hr. von Wex vorzugsweise in den Pegelständen, besonders des Rheines, der Elbe, der Weichsel und der Donau. Es werden nämlich die Pegelstände, welche durch regelmässig angestellte Beobachtungen, oft vom mehr als 100 Jahren, bekannt geworden sind, in willkürlich gewählte Perioden von längeren Zeiträumen getheilt und diese in Bezug auf Hoch-, Nieder- und Mittelwasser in ihren Mittelwerthen verglichen, wodurch ganz unzweifelhaft erwiesen wird, dass die Wasseroberflächen der genannten und vieler anderen Ströme, auch amerikanischer, wesentlich gesunken sind.

Anderweitige Strommessungen stehen dem Verfasser im Allgemeinen nicht zu Gebote; er ist also genöthigt, aus den Pegelbeobachtungen allein einen Rückschluss auf die Wassermenge zu versuchen. Hierin liegt eine nicht zu unterschätzende Schwierigkeit und Unsicherheit der Beweisführung.

Eine Pegelablesung liefert den Höhenunterschied zwischen einem festen Punkte der Erde (Vullpunkte des Pegels) und dem schwankenden Wasserspiegel. Bliebe nun der Fluss in seinem Bette unverändert, so liesse sich die durchfliessende Wassermenge leicht berechnen. Ein Fluss, welcher meissens in einem Gerölllette liegt, schafft sich nach langen Zeiten einen von der Wassermenge und der Grösse, Häufigkeit und Zerreiblichkeit der Flussgerölle, vielleicht auch noch von anderen Einflüssen abhängigen Gleichgewichtszustand. Bleibt Alles unverändert, so ändert sich auch sein Flussprofil nicht. Eine solche Unveränderlichkeit lässt sich aber im Allgemeinen nicht voraussetzen; im Gegentheil kann man behaupten, dass sie in den allerwenigsten Fällen stattfindet. Jeder künstliche Eingriff in einen Flusslauf, also jede Flussregulirung, wird alle wesentlichen Eigenschaften des Flusses, Breite, Tiefe, Gefälle und Geschwindigkeit, ändern und jedem Hydrotechniker ist bekannt, dass in Folge von Flussregulirungen der Wasserspiegel in der Regel sinken wird. Aber auch ohne Voraussetzung einer doch fast überall mehr oder weniger eingetretenen Flussregulirung lässt sich nicht die gänzliche Unveränderlichkeit eines Flusslaufes an der bestimmten Stelle der Pegelbeobachtung voraussetzen, weil es nicht bewiesen werden kann, dass der Fluss überhaupt schon in seiner Bettausbildung zu einer Gleichgewichtslage gekommen ist. Beobachtungen machen es sogar wahrscheinlich, dass dieses selten der Fall ist.

Man muss demnach vermuthen, dass die beobachteten niedrigeren Pegelstände eine doppelte Ursache haben, einmal eine Verminderung der durchfliessenden Wassermenge, das anderemal ein Sinken des Flussbettes. Man kann also auch nicht ohne Weiteres die Folgerung ableiten, dass mit dem Sinken des mittleren jährlichen Pegelstandes zugleich eine Abnahme der jährlich durch den Fluss laufenden Wassermenge eintritt.

Ein im Jahre 1875 im Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein abgestatteter Bericht eines Comités zur Begutachtung der ersten Abhandlung des Herrn v. Wex vom Jahre 1873 (Zeitschr. d. östr. Ing.- u. Arch.-Ver. v. 1875) spricht sich dahin aus, dass ein sicherer Schluss auf die Abnahme der jährlich durch die Ströme Deutschlands fliessenden Wassermenge zwar nicht gefolgert werden könne, dass hingegen die Vertheilung dieser Menge im Jahre sich in neuerer Zeit durch Vermehrung der Hochwasser und Verminderung der Niederwasser bedeutend verändert habe.

Auch von anderen Seiten haben sich ähnliche Einwürfe vernehmen lassen. In der zweiten Abhandlung von 1879 sucht v. Wex diese Einwürfe zu entkräften, indem er Pegelbeobachtungen herbeizieht an Punkten, von denen er nachweist, dass an ihnen eine Veränderung des Flussbettes nicht habe eintreten können. Ein solchen Punkt findet er im Rhein bei Basel, wo die Sohle des Flusses zum Theil aus festen Felsbänken besteht; einen anderen Punkt in der Donau bei Orsova, welcher mitten in dem grossen Durchbruche der südlichen Karpathenkette liegt, die mit ihren Felsenschwellen und Felseneinschliessungen dem Strome ein ganz unverrückbares Profil bietet. Wenn nun auch hier diese Ströme Senkungen zeigen, welche mit denen an anderen Punkten der Strombetten mit beweglichem Boden verglichen werden können, so lässt sich dann auch analog behaupten, dass die Wasserabnahme, welche an jenen Punkten unzweifelhaft eingetreten ist, auch an den anderen Punkten eingetreten sein muss.

Eine Verminderung der Wassermengen in den Flüssen muss, wenn die bisher aufgeführten Ursachen richtig waren, sich in den Beobachtungsreihen der meteorologischen Stationen ebenfalls zu erkennen geben, insbesondere müssen die atmosphärischen Niederschläge abgenommen haben. Es zeigen zwar die langjährigen Beobachtungen in England, Paris, Petersburg, Kopenhagen keine Abnahme der Niederschläge, die erwähnten grossen Städte haben aber ein von den Zuständen der Festländer unabhängiges Seeklima. Andere im Innern der Länder und besonders auf Gebirgen liegende Orte scheinen über längere und genaue Beobachtungen meistens nicht zu verfügen; auch wird die Abnahme der Niederschlagshöhen nur sehr geringe und schwer nachzuweisen sein, wenn die Abnahme der Flusswasserstände schon recht fühlbar werden muss. Uebrigens wird aus dem böhmischen Erzgebirge durch eine seit 1828 regelmässig geführte Beobachtung die Abnahme der Niederschläge unzweifelhaft bestätigt; ebenso liegen ähnliche Beweise aus den Alpen vor und das fortschreitende Abschmelzen und Kleinerwerden der Gletscher in den europäischen Hochgebirgen bekundet die gleiche Thatsache in anderer Weise.

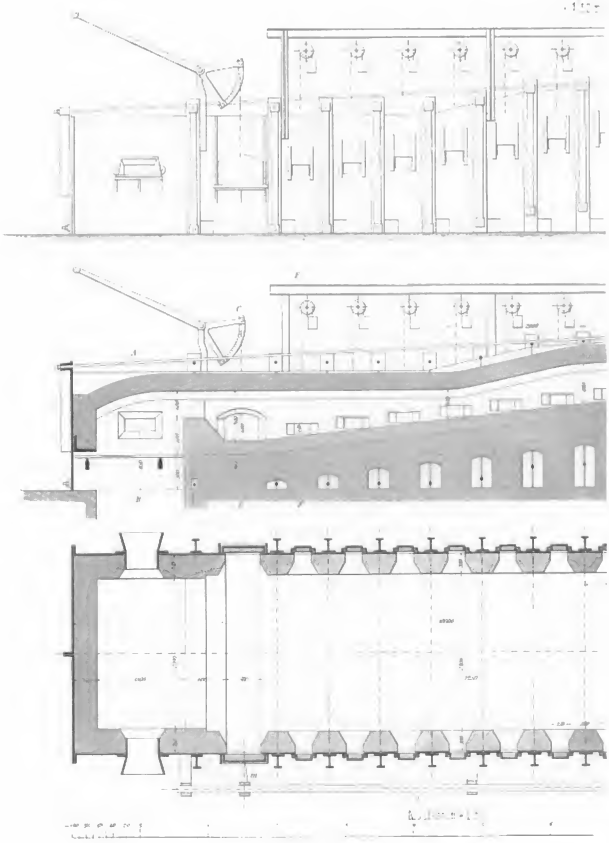
Die Mittel, welche zur Hebung der aus Waldesmangel Gefahr einer Austrocknung der höher liegenden und einer Ueberschwemmung der tiefer liegenden Landstrecken führen, sind nicht allein von dem Verfasser, sondern vielfach sonst von den Fachmännern der betreffenden Wassergebiete mit Nachdruck ausgesprochen worden. Hierher gehören in erster Linie alle Verwaltungs- und Gesetzesvorschriften, welche die Verminderung der Waldbestände verhindern und die Wiederaufforstung nackter Gebirge befördern. Dann sind hierher zu rechnen die Erschwerung der Auflassung von Landseeen, ferner die Anlage von Thalsperren in den gebirgigen Quellengebieten der Flüsse, sowie von eingedeichten grossen Wasserbehältern seitwärts der Flüsse. Hierdurch werden die Hochwasser entlastet und Gelegenheit geboten zur Herstellung von Bewässerungen sonst trockener Landstriche. Zur Entsumpfung überschwemmter Niederungen und zur Senkung der Hochwasser dienen bekanntlich Flussregulirungen und Eindeichungen, unter günstigen Umständen etwa noch Anlage von Schlingbrunnen und Sickercanälen. Endlich kann daher auch die Vermehrung der Schifffahrtscanäle gezählt werden, die vielleicht auch zur Entlastung von Hochwassern der Flüsse benutzt werden können.

Die besprochenen Abhandlungen des Hrn. von Wex sind im hohen Maasse verdienstlich, indem der Verfasser unseren Wissens zum ersten Male die Führung eines schwierigen Beweises antritt für die Existenz gefährlicher Erscheinungen, die unbekämpft anwachsen und die alten Culturländer empfindlich bedrohen, zugleich aber auch die Heilmittel bezeichnet. Unzweifelhaft sind viele Staaten Europas längst in ihren betreffenden Gesetzen und Anlagen dahin gelangt, wohin andere erst zu streben haben. Die gegenseitige klimatische Abhängigkeit grosser Gebiete von einander wird nothwendiger Weise zu gemeinsamen Maassregeln drängen. Dem Forstmanne und dem Techniker erwächst die Aufgabe, das etwa noch lückenhafte Beobachtungsmaterial zu vervollständigen. Der Hydrauliker wird insbesondere die Anregung erhalten, die Messungsmethoden für die Geschwindigkeit des fliessenden Wassers zu vervollkommnen und den regelmässigen Pegelbeobachtungen noch andere Messungszahlen zuzufügen, welche Schlüsse auf die Gesammtdurchflussmenge zulassen; mindestens müssten in regelmässigen Wiederholungen Profilmessungen ausgeführt und die den Pegelständen angehörigen mittleren Wassermengen angegeben werden. H. St.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

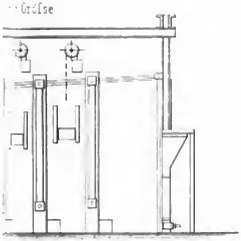
Digitized by Google

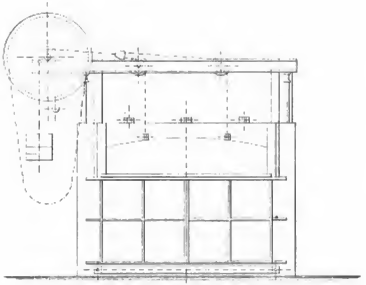
Rollofen zum Anwarme

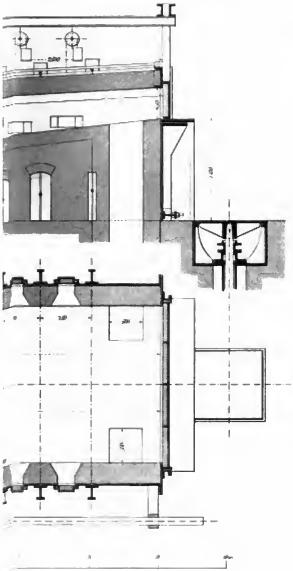


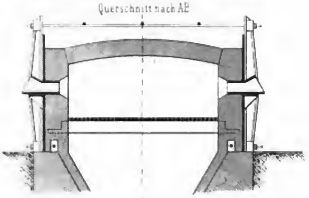
Digitized by Google

n von Schienenblöcken.
Grösse





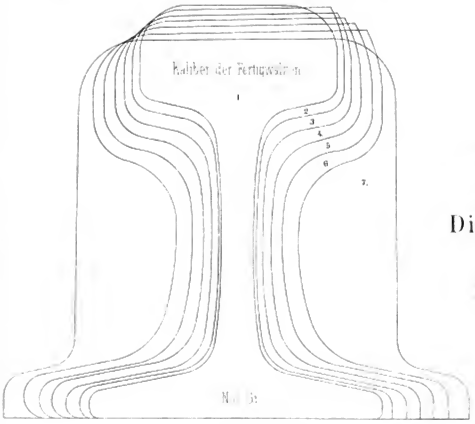





**F. Braune.**
Die Fabrikation der Stahlschienen.

Digitized by Google

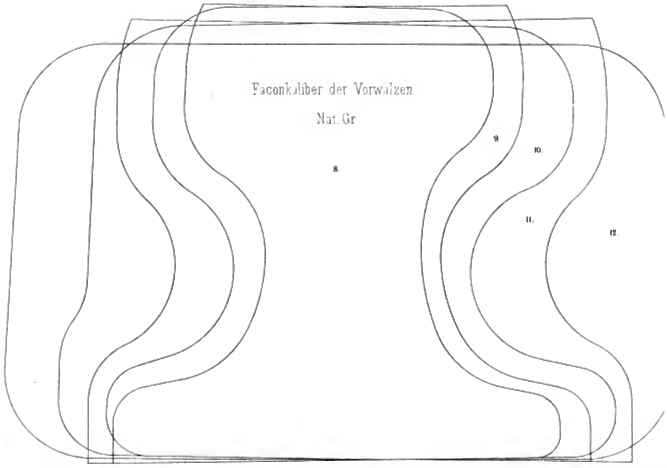
Digitized by Google



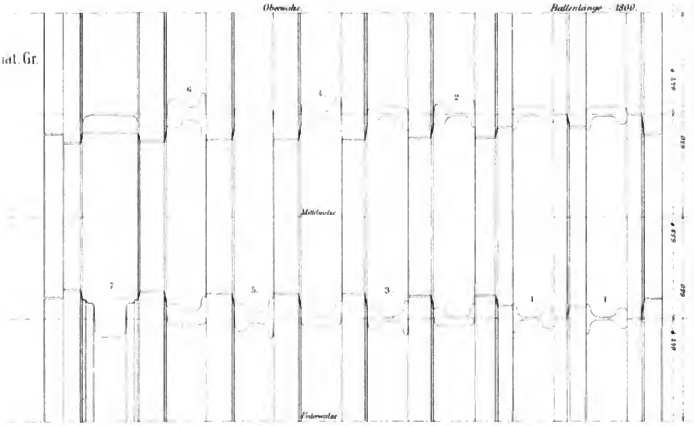

Fertigwalz-Trio 1/10 I

# F. Braune:

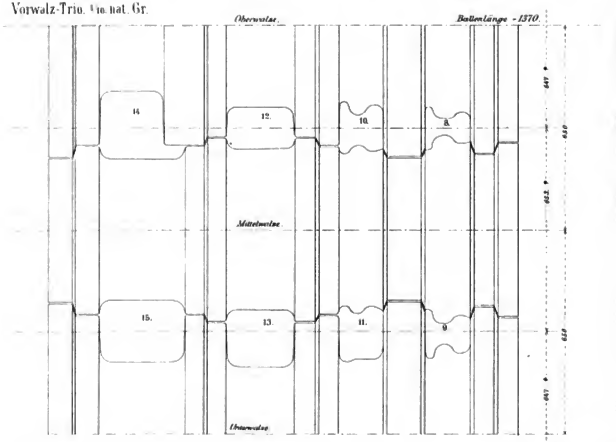
# Die Fabrikation der Stahlschienen.




Digitized by Google




Vorwalz-Trio. ⅙ nat. Gr.




Digitized by Google

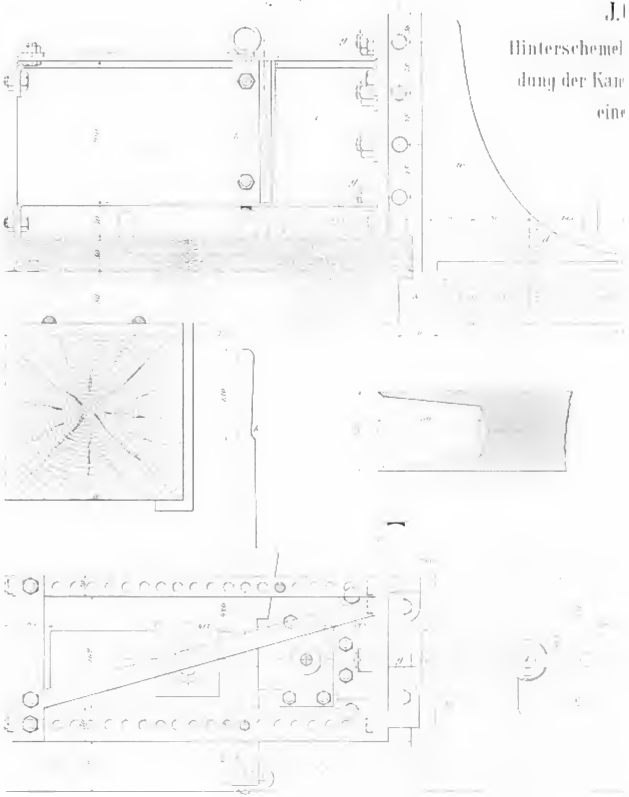
Digitized by Google

J.

Hinterschemel

dung der Kan

eine

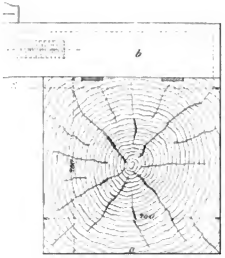


Digitized by Google

## J.G.W. Kemm:

...mit Einrichtung zur Vermei-
...kommenden, für Sägegatter mit
...einer verticalen Säge.

Maafsstab 1:5



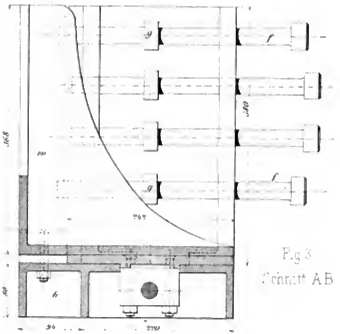


Fig 3
Schnitt AB

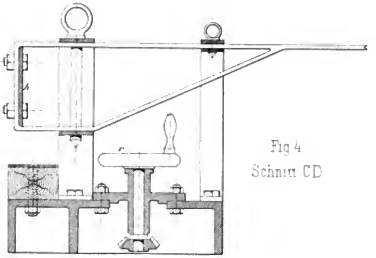


Fig 4
Schnitt CD

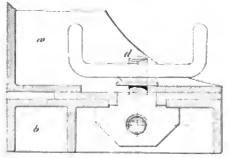


Fig 5
Schnitt EF

Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT
DES
# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 6. Juniheft.


## Abhandlungen.

### Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern.


Von **F. J. Weiss**, Ingenieur, in Bremen.



(Fortsetzung von Seite 169.)


Nachdem wir im Abschnitte I das Gewicht des eisernen Oberbaues auf eine Function von der Spannweite $l$, im Abschnitte II den Cubikinhalt der Zwischenpfeiler ebenfalls auf eine Function von $l$ zurückgeführt haben, können wir nun übergehen zum

III. Abschnitt.

**Bestimmung der ökonomisch vortheilhaftesten Anzahl Zwischenpfeiler.**

Bei der Bestimmung der ökonomisch vortheilhaftesten Anzahl Zwischenpfeiler zwischen zwei festen Endpunkten $E$ und $M$ von der Entfernung $L$ sei

$L$ die ganze zu überbrückende Oeffnung,

$n$ die Anzahl Zwischenpfeiler mit unter sich gleichen Oeffnungen $l$,

also $(n+1)\,l = L$,

$F$ die Pfeilerbasisfläche,

$H$ die totale Pfeilerhöhe (vorerst unter sich annähernd gleich vorausgesetzt),

$J$ der Cubikinhalt des Mauerwerkes pro Pfeiler, nach Abschnitt II $J = 0{,}85\,FH$,

$A$ der Preis pro Tonne fertig gestellten eisernen Oberbaues,

$B$ der mittlere Preis pro Cubikmeter Mauerwerk des Unterbaues inclusive sämmtlicher Nebenkosten, als Gerüste, Caissons, Schiffahrt, Maschinen, Generalkosten etc. etc., d. h.

$$B = \frac{\text{Totalkosten des Unterbaues}}{\text{Anzahl Cubikmeter Mauerwerk des Unterbaues}},$$

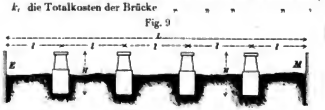
$\psi = \frac{B}{A}$ das Verhältniss $\frac{\text{Preis pro Cubikmeter Mauerwerk}}{\text{Preis pro Tonne Eisen}}$,

$k_e$ die Kosten des eisernen Oberbaues,

$k_u$ die Kosten des Unterbaues zwischen den beiden Endpunkten,

$k$ die Totalkosten der Brücke „ „ „ „ ,

Fig. 9




XXIV.

dann haben wir

für zweigleisige Brücken

(Oberbau als aus zwei neben einander liegenden eingleisigen Trägern bestehend gedacht; nur sehr wenig verschieden von einer Brücke mit zweigleisigen Träger)

a) Eiserner Oberbau.

Gewicht pro laufenden Meter $p = 2\,(0{,}43 + 0{,}033\,l)$,

somit für die ganze Brücke $P = 2\,L\,(0{,}43 + 0{,}033\,l)$,

die Kosten hierfür . . . . . $k_e = 2\,A\,L\,(0{,}43 + 0{,}033\,l)$

und weil $l = \frac{L}{n+1}$, so

$$k_e = A\,L\left(0{,}90 + 0{,}066\,\frac{L}{n+1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (29).$$

b) Unterbau.

Die $n$ Zwischenpfeiler werden kosten:

$$k_u = n\,B\,J = n\,B\,.\,0{,}85\,FH$$

und weil hier $F = 20 + 0{,}8\,l$

und $l = \frac{L}{n+1}$, so ist

$$k_u = n\,B\,H\left(17 + 0{,}68\,\frac{L}{n+1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

c) Totalkosten.

$k = k_e + k_u$ und $B = \psi\,A$

gesetzt, erhält man nach gehöriger Reduction

$$k = A\left(0{,}90\,L + 17\,n\,\psi\,H + \frac{0{,}68\,n\,\psi\,HL + 0{,}066\,L^2}{n+1}\right) \quad (31).$$

$L$ und $H$ sind für jeden einzelnen Fall durch die örtlichen, $\psi$ und $A$ durch die Preisverhältnisse gegebene Grössen und es soll nun eben diejenige Zwischenpfeilerzahl $n$ bestimmt werden, für welche die Totalkostensumme $k$ ein Minimum wird. Zur Bestimmung dieses $n$ hat man nach den bekannten Regeln der Differentialrechnung die Gleichung

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0$$

nach $n$ aufzulösen. Also

$$\frac{\partial k}{\partial n} = A\left(17\,\psi\,H + \frac{(n+1)\,0{,}68\,\psi\,HL - 0{,}68\,\psi\,n\,HL - 0{,}066\,L^2}{(n+1)^2}\right) = 0;$$

von diesem Product kann nur der zweite Factor = 0 sein;




Digitized by Google

hiernach und nach Multiplication beider Seiten mit $(n+1)^2$ erhält man

$$(n+1)^2\,17\,\psi\,H - 0{,}68\,\psi\,H\,L - 0{,}006\,L^2 = 0$$

oder

$$(n+1)^2 = \frac{0{,}004\,L^2}{\psi\,H} - 0{,}04\,L = 0{,}004\,L^2\left(\frac{L-10\,\psi\,H}{\psi\,H\,L}\right)$$

und hieraus endlich das gesuchte $n$

$$n_2 = 0{,}063\,L\sqrt{\frac{L-10\,\psi\,H}{\psi\,H\,L}} - 1 \quad . \quad . \quad (32);$$

für eingleisige Brücken.

a) Eiserner Oberbau.

$$k_a = A\,L\left(0{,}43 + 0{,}033\,\frac{L}{n+1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (33).$$

b) Unterbau.

$$k_a = n\,B\,J = n\,B\,.\,0{,}85\,F\,H = n\,B\,H\,.\,0{,}85\,(18 + 0{,}4\,l)$$

$$k_a = n\,B\,H\left(15{,}3 + 0{,}34\,\frac{L}{n+1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34).$$

c) Totalkosten.

$k_t = k_v + k_a$ oder

$$k_t = A\left(0{,}43\,L + 15{,}3\,\psi\,H\,n + \frac{0{,}34\,n\,\psi\,H\,L + 0{,}033\,L^2}{n+1}\right) (35).$$

Diese Kostensumme $k_t$ soll ein Minimum werden für ein bestimmtes $n$; dieses wird wieder aus der Bestimmungsgleichung

$$\frac{\partial k_t}{\partial n} = 0$$

erhalten.

Es ergiebt sich ganz analog wie für die zweigleisigen Brücken die günstigste Zwischenpfeilerzahl $n_1$ für eingleisige Brücken

$$n_1 = 0{,}043\,L\sqrt{\frac{L-10\,\psi\,H}{\psi\,H\,L}} - 1 \quad . \quad . \quad . \quad (36).$$

Rechnet man aus den Gleichungen (32) und (36) den Werth $\frac{n+1}{L}$ aus, und bedenkt, dass $\frac{n+1}{L} = \frac{1}{l}$ oder $l = \frac{L}{n+1}$, so erhält man die mit (32) resp. (36) gleichwerthigen Formeln

für zweigleisige Brücken

$$l_2 = \frac{1}{0{,}063}\sqrt{\frac{\psi\,H\,L}{L-10\,\psi\,H}} \quad \text{oder}$$

$$l_2 = 15{,}8\sqrt{\frac{\psi\,H}{1-\frac{10\,\psi\,H}{L}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37),$$

für eingleisige Brücken

$$l_1 = \frac{1}{0{,}043}\sqrt{\frac{\psi\,H\,L}{L-10\,\psi\,H}} \quad \text{oder}$$

$$l_1 = 22{,}2\sqrt{\frac{\psi\,H}{1-\frac{10\,\psi\,H}{L}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38).$$

Die Formeln (32) und (36) geben die ökonomisch günstigste Anzahl Zwischenpfeiler, die gleichwerthigen Formeln (37) und (38) die ökonomisch günstigsten einzelnen Spannweiten der Zwischenpfeiler, was beides auf dasselbe hinauskommt.

Sowohl die Gleichungen (32) und (36) als auch noch besser die Gleichungen (37) und (38) lassen erkennen, dass die günstigste Spannweite für Zwischenöffnungen für Brücken von verschiedener Totallänge $L$, wenn auch sonst mit ganz gleichen Verhältnissen, nicht constant ist. Sie ist für kleine $L$ grösser, und nimmt mit wachsendem $L$ ab, nähert sich hierbei jedoch einem ganz bestimmten Grenzwerthe $l'$.

Wird nämlich $L = \infty$, so kommt:

$$l_2' = 15{,}8\sqrt{\psi\,H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39),$$

$$l_1' = 22{,}2\sqrt{\psi\,H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40).$$

Z. B. für $\psi = \frac{1}{3}$, $H = 21^m$, also $\psi\,H = 7$ wird

$$l_2' = 42^m \qquad l_1' = 59^m.$$

Nimmt umgekehrt $L$ ab, bis

$$L \leqq 10\,\psi\,H,$$

so wird sowohl für zwei- wie für eingleisige Brücken

$$n = 0 \text{ oder imaginär und}$$
$$l = \infty \quad " \quad " \quad ,$$

was als der analytische Ausdruck dafür anzusehen ist, dass überhaupt kein Zwischenpfeiler mehr am Platze ist.

Z. B. für $\psi = \frac{1}{3}$, $H = 21^m$, also $\psi\,H = 7$ tritt dieser Fall ein, sobald $L \leqq 70^m$.

Aber auch schon bevor $L \leqq 10\,\psi\,H$ wird, wird kein Zwischenpfeiler nöthig, solange die Formeln

$$n \leqq \tfrac{1}{2} \quad \text{oder} \quad l > \tfrac{2}{3}\,L$$

ergeben.

Der Fall, dass $n \leqq \frac{1}{2}$, findet sich aus den Gleichungen (32) resp. (36), indem man dort $n = \frac{1}{2}$ setzt und $L$ ausrechnet. Man erhält so:

$$L_{zgl.} = \psi\,H\left(5 + \sqrt{25 + \frac{35{,}7}{\psi\,H}}\right) \quad . \quad . \quad (41)$$

$$L_{1gl.} = \psi\,H\left(5 + \sqrt{25 + \frac{55}{\psi\,H}}\right) \quad . \quad . \quad (42).$$

Die Werthe dieser Formeln sind jedoch, wie wir uns durch wirkliche Ausrechnung überzeugt, nur um 3 bis $6^m$ grösser als die Werthe der einfacheren, für ein- und zweigleisige Brücken gültigen Formel

$$L_{min} = 10\,\psi\,H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43).$$

Diese Formel ergiebt für verschiedene $\psi$ und $H$:

Tabelle IX.

**Minimalwerthe der totalen Brückenlänge $L$, unter welcher das Anbringen von Zwischenpfeilern ökonomisch unvortheilhaft wird.**

| $\psi =$ | | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{3}$ | $\frac{1}{4}$ |
|---|---|---|---|---|
| $H =$ | $10^m$ | $33^m$ | $25^m$ | $20^m$ |
| | $20^m$ | 67 | 50 | 40 |
| | $30^m$ | 100 | 75 | 60 |

Uebrigens muss ausdrücklich hervorgehoben werden, dass für den Grenzfall, wo es zweifelhaft ist, ob ein Zwischenpfeiler oder gar keiner vortheilhafter, die Formel (wegen der dann schwierig richtig zu treffenden Wahl von $\psi$) nur mit Vorsicht anzuwenden ist. Oertliche Verhältnisse und andere Erwägungen, resp. auch eine directe Proberechnung (welche in diesem Specialfalle, wo es sich nur um einen eventuellen Pfeiler handelt, sehr einfach) müssen da entscheiden.

Selbstverständlich wird man, wenn man die Formeln (37) resp. (38) zur Bestimmung der günstigsten Spannweite $l$ der einzelnen Brückenöffnungen benutzt hat, den so erhaltenen Werth $l$ auf das nächste Vielfache von $\frac{L}{l}$ abrunden, so dass $\frac{L}{l}$ = einer ganzen Zahl.

Ebenso wird man, wenn man zum selben Zwecke die Formeln (32) resp. (36) benutzt hat, die erhaltene günstigste Zwischenpfeilerzahl $n$ auf die nächste ganze Zahl abrunden.

In der folgenden Tabelle X sind nun für eine Anzahl von verschiedenen $\psi$, verschiedenen $L$ und verschiedenen $H$ die günstigsten Zwischenöffnungsweiten $l$ nach Formel (37) für zweigleisige Brücken berechnet. Da die Vergleichung von Formel (37) mit Formel (38) ergiebt, dass das Verhältniss

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{22{,}2}{15{,}8} = 1{,}4$$

constant ist, so erhält man die günstigsten $l_1$ aus

$$l_1 = 1{,}4\,l_2.$$

Digitized by Google

Tabelle X.

**Günstigste Weite der Zwischenöffnungen $l_2$ gleis.**

| $L$ = | | ∞ | 1000 | 700 | 500 | 300 | 200 | 100 m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ⌒ | $H = 10$ m | 28 | 29 | 30 | 30 | 31 | 32 | 35 m |
| ‖ | 20 | 41 | 42 | 43 | 44 | 46 | 50 | 71 |
| ⌓ | 30 | 50 | 53 | 54 | 56 | 61 | 71 | — |
| ⌒ | $H = 10$ | 25 | 25 | 25 | 26 | 26 | 27 | 29 |
| ‖ | 20 | 35 | 36 | 36 | 37 | 39 | 41 | 50 |
| ⌓ | 30 | 43 | 45 | 46 | 47 | 50 | 55 | — |
| ⌒ | $H = 10$ | 22 | 23 | 23 | 23 | 23 | 24 | 25 |
| ‖ | 20 | 32 | 32 | 32 | 33 | 34 | 35 | 41 |
| ⌓ | 30 | 39 | 40 | 40 | 41 | 43 | 46 | 61 |

Tabelle XI.

**Günstigste Weite der Zwischenöffnungen $l_1$ gleis.**

| $L$ = | | ∞ | 1000 | 700 | 500 | 300 | 200 | 100 m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ⌒ | $H = 10$ m | 39 | 41 | 42 | 42 | 43 | 45 | 49 m |
| ‖ | 20 | 57 | 59 | 60 | 62 | 64 | 70 | — |
| ⌓ | 30 | 70 | 74 | 75 | 78 | 85 | 100 | — |
| ⌒ | $H = 10$ | 35 | 35 | 35 | 36 | 36 | 38 | 40 |
| ‖ | 20 | 49 | 50 | 50 | 52 | 55 | 57 | 70 |
| ⌓ | 30 | 60 | 63 | 64 | 66 | 70 | 77 | — |
| ⌒ | $H = 10$ | 31 | 32 | 32 | 32 | 32 | 34 | 35 |
| ‖ | 20 | 45 | 45 | 45 | 46 | 48 | 49 | 57 |
| ⌓ | 30 | 55 | 56 | 56 | 57 | 60 | 64 | — |

Zum Schlusse dieser Untersuchung soll nun an je einem Beispiele für ein- und zweigleisige Brücken erprobt werden, wie sich die Totalkosten der Brücke (exclusive der beiden Widerlager, resp. excl. der beiden Endpfeiler des in Betracht gezogenen Brückentheiles) verhalten, wenn für $n$ nicht der günstigste, sondern ein benachbarter Werth angenommen wird; oder mathematisch gesprochen, wir wollen den Verlauf der Function $k_t = f(n)$ in der Nähe ihres Minimums kennen lernen, ob selbe zu beiden Seiten von ihrem Minimum rapide oder nur langsam zunimmt.

Es sei

$$L = 300\text{ m} \qquad \psi = \tfrac{1}{4} \qquad H = 20\text{ m},$$

so ist nach den vorstehenden Tabellen X und XI die günstigste Spannweite der Zwischenöffnungen:

für zwei Geleise

$l_2 = 39\text{ m}$, was wir abrunden auf $l_2 = \frac{300}{8} = 37{,}5\text{ m}$, womit $n_2 = \frac{L}{l_2} - 1 = \frac{300}{37{,}5} - 1 = 7$ Zwischenpfeiler als ökonomisch am günstigsten sich ergeben;

für ein Geleise

$l_1 = 55\text{ m}$, wofür wir nehmen $l_1 = \frac{300}{6} = 50\text{ m}$, womit sich die günstigste Zwischenpfeilerzahl $n_1 = \frac{L}{l_1} - 1 = \frac{300}{50} - 1 = 5$ ergiebt.

Rechnen wir nun für verschiedene Anzahl Zwischenpfeiler $n$ die Totalkosten $k_t$ nach Gleichung (31) resp. (35) wirklich aus, so erhalten wir

für eine zweigleisige Brücke

$$k_{t_2} = A\Big(\underbrace{270 + 85\,n + \frac{1020\,n + 5940}{n+1}}_{f_2(n)}\Big);$$

für eine eingleisige Brücke

$$k_{t_1} = A\Big(\underbrace{135 + 76{,}5\,n + \frac{510\,n + 2970}{n+1}}_{f_1(n)}\Big),$$

und hiermit folgende Zusammenstellung der Kosten für verschiedene $n$:

Tabelle XII.

**Totalkosten einer 300 m langen Brücke.**

(Excl. der beiden Landpfeiler.)

| Anzahl Zwischenpfeiler $n$ | Factor $f(n)$ | Eisenpreis pro Tonne $A$ ℳ | Totalkosten $k_t$ ℳ | Ueberschuss über die Minimalsumme absolut ℳ | Ueberschuss über die Minimalsumme in Procenten |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | a) zweigleisige 300 m lange Brücke. | | |
| 3 | 2775 | | 970 000 | 95 000 | 10,90 |
| 4 | 2614 | | 915 000 | 40 000 | 4,60 |
| 5 | 2535 | | 885 000 | 10 000 | 1,14 |
| 6 | 2503 | | 876 000 | 1 000 | 0,11 |
| **7** | **2500** | Za 350 ℳ angenommen. | **875 000** | **0** | **0,00** |
| 8 | 2517 | | 880 000 | 5 000 | 0,31 |
| 9 | 2547 | | 890 000 | 15 000 | 1,72 |
| 10 | 2587 | | 905 000 | 30 000 | 3,44 |
| 11 | 2635 | | 920 000 | 45 000 | 5,14 |
| | | | b) eingleisige 300 m lange Brücke. | | |
| 1 | 1951 | | 683 000 | 180 000 | 35,80 |
| 2 | 1618 | | 567 000 | 64 000 | 12,70 |
| 3 | 1489 | | 521 000 | 18 000 | 3,58 |
| 4 | 1443 | | 505 000 | 2 000 | 0,40 |
| **5** | **1438** | Za 350 ℳ angenommen. | **503 000** | **0** | **0,00** |
| 6 | 1455 | | 510 000 | 7 000 | 1,40 |
| 7 | 1488 | | 521 000 | 18 000 | 3,58 |
| 8 | 1530 | | 535 000 | 32 000 | 6,37 |
| 9 | 1579 | | 550 000 | 47 000 | 9,33 |

Es ist aus diesen Beispielen ersichtlich, dass die Totalkosten der Brücke für eine Zwischenpfeilerzahl, die in der Nähe derjenigen liegt, welche die Kosten zu einem Minimum macht, nur wenig grösser werden, als das mögliche Kostenminimum für die günstigste Zwischenpfeilerzahl selber. Wähle ich z. B. für die obige eingleisige Brücke von 300 m Länge 4 Zwischenpfeiler, so werden die Totalkosten nur um 0,40 pCt., wähle ich deren 6, so werden selbe nur um . . 1,40 „ grösser als die möglichen Minimalkosten bei $n = 5$ Zwischenpfeilern betragen. Würde ich aber für diese Brücke z. B. 9 Zwischenpfeiler statt 5 anordnen, so würde die Brücke schon um 9⅓ pCt. theurer als bei 5 Zwischenpfeilern werden.

Aus den beiden Beispielen und den vorhergehenden Tabellen für die günstigsten Spannweiten $l$ für verschiedene Fälle schliessen wir:

1) Es kann die Zwischenpfeilerzahl etwas grösser oder kleiner gewählt werden, als die ökonomisch günstigste, ohne dass dadurch die Totalkosten der Brücke erheblich vermehrt werden.



Digitized by Google

2) Auf die günstigste Spannweite $l$ (resp. die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler $n$), welche abhängt:
von der ganzen Länge $L$ der Brücke (resp. des in Betracht gezogenen Brückentheiles),
von der totalen Pfeilerhöhe $H$,
vom Verhältniss $\psi = \frac{\text{Kosten pro Cubikmeter Mauerwerk}}{\text{Kosten pro Tonne Eisen}}$
$\left(\text{z. B. } = \frac{120}{360} = \frac{1}{3}\right)$
hat das a priori nicht genau bestimmbare $\psi$ wesentlich weniger Einfluss, als die bekannten Grössen $L$ und besonders $H$ (weil $\psi$ überhaupt nicht in so weiten relativen Grenzen schwankt als $L$ und $H$).

3) Fasst man das unter 1) und 2) Gesagte zusammen, so werden, wenn für einen bestimmten Fall das günstigste $n$ unter Annahme eines Preisverhältnisses $\psi$ für die gegebenen $L$ und $H$ bestimmt, hiermit die Brücke construirt und der Kostenvoranschlag berechnet worden, und wenn sich dann herausstellt, dass das angenommene $\psi$ mit dem wirklichen nicht genau übereinstimmt, trotzdem die Totalkosten sich nicht erheblich vermindern, wenn mit dem factischen $\psi$ eine etwas grössere oder kleinere günstigste Spannweite $l$, als die vorerst bestimmte, neu berechnet und hiermit das erste Project umgearbeitet wird.

4) Diese Erwägungen gelten jedoch nur für grössere Totallängen $L$; wird $L$ kleiner, so dass $n = 1$ oder bis in die Nähe von $\frac{1}{2}$ kommt, so ist die Rechnung, wenn sich herausstellt, dass das factische $\psi$ ziemlich verschieden von dem vorerst angenommenen Verhältniss $\psi$ ist, mit dem verbesserten $\psi$ nochmals durchzuführen*).

*) Die zuletzt gerechneten Beispiele für zwei Brücken von 300 m Totallänge und unter sonst gleichen Umständen für zwei resp. für ein Geleise geben uns Gelegenheit, die Totalkosten derselben mit einander zu vergleichen für diesen speciellen Fall. (Allgemein gültige Beziehungen derart würden zu complicirt, hätten darum keinerlei practischen Werth.)

Exclusive der beiden Widerlager betragen die Kosten für die zweigeleisige Brücke (immer die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler vorausgesetzt, also in unserem Falle $n_2 = 7$; $n_1 = 5$) $= \frac{875000}{503000} = \infty 1{,}7_0$ von denen der eingeleisigen.

Die Widerlagerkosten werden in ähnlichem Verhältnisse zu einander stehen, so dass man für unser Beispiel setzen kann:

$$\frac{\text{Totalkosten dieser zweigleis. Brücke}}{\text{„ „ eingleis. „}} = 1{,}7_0.$$

Wird aber bei der zweigleisigen Brücke, wie häufig geschieht, nur der Unterbau zweigleisig ausgeführt, vom Oberbau aber vorerst nur die eine eingleisige Brücke verlegt, so vermindern sich die ersten Anlagekosten von . . . . . ℳ 875000
um den Kostenbetrag der einen eingleisigen Eisenconstruction. Diese wiegt (bei $l = 37{,}5^{m}$)
$300 \times (0{,}45 + 0{,}033 \times 37{,}5) = 507^{t}$,
kostet somit bei dem Einheitspreise von 350 ℳ pro Tonne
$507 \times 350 =$ „ 177000.
Also erstes Anlagecapital für die Brücke mit zweigleisig fertigem Unterbau, jedoch mit vorerst nur eingleisig verlegtem Oberbau . . . . . $\infty$ ℳ 698000
oder
$$\frac{\text{Totalkosten dieser zweigl. Brücke mit eingl. Oberbau}}{\text{„ „ eingl. „}} = \frac{698000}{503000} = 1{,}4_0,$$
d. h. die ersten Anlagekosten würden für diese zweigleisige Brücke nur 40 pCt. höher als für die eingleisige.

Berücksichtigt man, dass der Unterbau der zweigleisigen Brücke erheblich mehr Cubikmasse erfordert als die eingleisige Brücke, so wird der Mauerwerkseinheitspreis im ersten Falle kleiner als im zweiten (oder um in unserer Nomenclatur zu bleiben, $\psi_2$ würde $< \psi_1$ werden); die Differenz von 40 pCt. würde sich also factisch noch mehr vermindern.

## Ueber die Wahl des Preisverhältnisses $\psi$.

Von diesem Verhältniss

$$\psi = \frac{B}{A} = \frac{\text{Preis pro Cubikmeter Mauerwerk des Unterbaues}}{\text{Preis pro Tonne Eisen Oberbau}}$$

sind weder der Einheitspreis des Mauerwerkes, noch der des Eisens a priori beim Entwurfe eines Brückenprojectes bekannt, sondern müssen möglichst richtig angenommen werden. Dies hat für den Eisenpreis durchaus keine Schwierigkeit. Eiserne Brückenconstructionen haben ihren jeweiligen Marktwerth, der leicht, sei es aus Submissionsresultaten, sei es durch directe Anfrage bei Brückenbauanstalten zu erfahren ist.

Anders steht es mit dem Einheitspreis pro Cubikmeter Mauerwerk. Diesen muss man nach Erfahrungen an anderen ähnlichen Bauwerken annehmen. Solche Erfahrungsresultate über Einheitspreise des Unterbaues finden sich u. A. zusammengestellt in: „Wiener Weltausstellungsbericht“, Eisenbahn-Unter- und Oberbau, Bd. II, von Rziha; „Zeitschrift d. österr. Ing. u. Arch.-Vereines“, XXXI. Jahrg., III. u. IV. Heft, in einer Abhandlung von E. Gaertner, spec. über pneumat. Fundirungen; „Deutsche Bauzeitung“ 1877, S. 71 u. 81 von Funk; etc. etc.

Alle solche fremden Erfahrungen leiden aber für den sie Benutzenwollenden an dem Uebelstande, dass dieser die bedingenden Umstände, welche die verschiedenen Preise herbeiführten, selbst bei genauerer Beschreibung eben doch im Allgemeinen nicht richtig zu beurtheilen im Stande sein wird, da diese Umstände zu mannigfaltiger Natur sind, als dass eine Beschreibung die eigene Anschauung ersetzen könnte. Weil die, die Einheitspreise bedingenden Umstände so sehr mannigfaltig sind, haben auch Mittelwerthe aus solchen Einheitspreisen für verschiedene Fundirungsmethoden absolut keinen Werth.

Der eine Brücke Projectirende und die voraussichtlichen Kosten derselben Berechnende ist immer auf genaue Untersuchung des speciellen Falles angewiesen, und je mehr persönliche Erfahrung ihm zu Gebote steht, je mehr praktischen Blick er hat, je mehr er die sich beim Baue einstellen werdenden Schwierigkeiten im Geiste voraussieht, um so mehr werden die von ihm präliminirten Kosten mit den später sich herausstellenden factischen übereinstimmen.

Auf eine falsche Auffassung, welche sämmtliche Kostenzusammenstellungen für verschiedene Fundirungsmethoden von Brückenpfeilern zu verbreiten angethan sind, möchten wir hier noch speciell hinweisen, nämlich auf die, dass die pneumatische Gründungsmethode im Allgemeinen die theuerste sei. Eben unter dieser unmotivirten Annahme hat man bislang diese Methode im Allgemeinen nur für schwierige Verhältnisse angewandt, wo mit anderen Fundirungsarten eine solide Gründung kaum mehr ausführbar gewesen wäre. Daher fallen denn auch die aus solchen schwierigen Bauten resultirenden Einheitspreise für pneumatische Gründungen allerdings, absolut genommen, hoch aus, während sie gegenüber den Preisen, welche unter denselben schwierigen Umständen mit anderen Gründungsarten erzielt worden wären, noch niedrig sein können. Wenn sich erst die pneumatische Gründung durch die ihr eigenthümlichen Vortheile soweit geltend gemacht haben wird, dass sie auch für weniger schwierige Bauten mehr Anwendung findet, so wird sich in den weitaus meisten Fällen

Digitized by Google

zeigen, dass sie dort, wo die Umstände derart sind, dass sie mit andern Fundirungsarten überhaupt in Concurrenz treten kann, auch die ökonomisch vortheilhafteste ist, zu welchem Schlusse auch Gaertner in seiner oben citirten Abhandlung gelangt.

Nach dieser Abschweifung bemerken wir ferner, dass die oben erwähnten Preisangaben sich nur auf die Fundamentmauerwerke unter Niederwasser beziehen. Es ist dabei nicht klar, wie es möglich gewesen, die Gesammtauslagen für den Unterbau in die zwei Kategorien: Mauerwerk unter und über Niederwasser richtig trennen zu können, indem die allgemeinen Unkosten (für Gerüste, Geräthe, Materialdepots, Bauleitung, Capitalvorlagszinsen, etc. etc.) sich auf beide Kategorien erstrecken und nie bestimmt werden kann, in welchem Verhältnisse die auf diese entfallenden Theilbeträge zu einander stehen. Wir fassen daher unseren Einheitspreis $B$ pro Cubikmeter Mauerwerk als Mittelpreis für den totalen Unterbau auf. Dieser wird im Allgemeinen etwas kleiner sein als der Einheitspreis für das unter Niederwasser liegende Fundament allein; aber nicht sehr erheblich, indem den grösseren Fundationskosten beim Fundamentmauerwerk die höheren Preise für die meistens theureren Materialien des Pfeileraufbaues gegenüberstehen, und weil ausserdem für unsere Sorte Pfeiler, wenigstens im Flachlande, die Masse des Fundamentmauerwerkes die des Pfeileraufbaues bedeutend zu überwiegen pflegt.

Noch ist bei der Wahl eines anzunehmenden mittleren Einheitspreises $B$ für das Mauerwerk zu berücksichtigen, dass unter sonst gleichen Umständen dieser Einheitspreis $B$ mit zunehmender Mauerwerksmasse $J$ abnimmt. Es können nämlich die Totalkosten des Unterbaues $k$, gesetzt werden:

$$k_{,} = A + m\,J,$$

wo $A$ = einer, für einen bestimmten Fall nicht sehr variablen Summe allgemeiner Unkosten (Geräthe, Gerüste, Wege, Depotplätze etc. etc.),

$m$ = einem const. Factor, der in sich begreift die auf den Cubikmeter entfallenden Baumaterialkosten, vermehrt um Arbeitslöhne und sonstige Betriebskosten.

Es ist somit unser Einheitspreis:

$$B = \frac{k_{,}}{J} = \frac{A}{J} + m,$$

also in der That abnehmend mit wachsendem Cubikinhalte $J$.

Ueber die Grössen $A$ und $m$ für verschiedene Verhältnisse existiren aber erst recht nicht allgemein zuverlässige Angaben. Der eine Brücke entwerfende Ingenieur bleibt immer darauf angewiesen, den Mauerwerks-Einheitspreis $B$ nach Erfahrungen und am besten nach seinen eigenen einfach anzunehmen. Dass die Unsicherheit, welche mit der Wahl eines richtigen $B$ verbunden, welche also auch auf das Verhältniss $\psi = \frac{B}{A}$ übergeht, das Resultat (nämlich die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler) nicht sehr wesentlich beeinflusse, wurde schon S. 278 und 279 betont, soll aber an folgendem Beispiele direct gezeigt werden.

Es sei eine zweigleisige 300$^m$ lange Brücke mit 22$^m$ hohen Pfeilern herzustellen; welches ist die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler?

Der Eisenpreis sei pro Tonne zu $A = 380\ \mathcal{M}$ ermittelt worden und die Bauverhältnisse, Materialkosten, Arbeitslöhne etc. etc. lassen erwarten, dass der Mauerwerkspreis pro Cubikmeter innerhalb der Grenzen

$$B' = 80 \quad \text{bis} \quad B'' = 120\ \mathcal{M}$$

liegt. Wir haben dann für die beiden Fälle:

$$\psi' = \frac{B'}{A} = \frac{80}{380} = 0{,}21, \quad \text{resp.} \quad \psi'' = \frac{B''}{A} = \frac{120}{380} = 0{,}32$$

und hiermit die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler nach Formel (32), S. 275

$$n_2 = 0{,}861\, L \sqrt{\frac{L - 10\,\psi\, H}{\psi\, L\, H}} - 1$$

also

$$n_2' = 18{,}9 \sqrt{\frac{300 - 46}{4{,}62 \,.\, 300}} - 1 = 7, \quad \text{resp.} \quad n_2'' = 18{,}9 \sqrt{\frac{300 - 70}{7{,}04 \,.\, 300}} - 1 = 5.$$

Nehmen wir hieraus das Mittel, d. h. 6 Zwischenpfeiler, so beträgt diese Anzahl für alle Fälle, selbst bei der grossen angenommenen Preisschwankung des Mauerwerkes von 50 pCt. l höchtens um Einen Pfeiler mehr oder um Einen Pfeiler weniger als die absolut ökonomisch günstigste Zahl Zwischenpfeiler; nach dem auf S. 278 unter 1) Gesagten werden aber dadurch die Totalkosten der Brücke kaum alterirt.

Allgemein wird man, um die günstigste Pfeilerzahl nach den früher entwickelten Formeln zu bestimmen, immer jeweilen dies für zwei Annahmen des Preisverhältnisses $\psi$ durchführen, und aus den beiden Resultaten das Mittel nehmen. Diese beiden $\psi$ erhält man, indem man zum gegebenen Eisenpreise einmal den denkbar niedrigsten Mauerwerks-Einheitspreis, das anderemal den denkbar höchsten ins Verhältniss setzt.

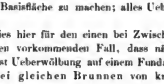
### Pfeiler auf Brunnen oder Röhren fundirt,

also Pfeiler, mit in mehrere Theile aufgelösten Fundamenten.

Nachdem wir bisher, der Uebersichtlichkeit halber, uns nur mit Pfeilern mit in der ganzen Pfeilergrundrissform zusammenhängend aufgemauerten Fundamenten beschäftigt haben, können wir nun aber auch die gewonnenen Resultate sofort übertragen auf Pfeiler, deren Fundamente aus mehreren vertikalen Röhren oder Brunnen bestehen. Man hat nur die Summe der Querschnitte dieser einzelnen Brunnen gleich der früher bestimmten Basisfläche zu machen; alles Uebrige bleibt sich gleich.

Wir wollen dies hier für den einen bei Zwischenpfeilern wohl am häufigsten vorkommenden Fall, dass nämlich der Pfeilerschaft mittelst Ueberwölbung auf einem Fundamente gebildet ans je zwei gleichen Brunnen von kreisrundem Querschnitte steht, näher ausführen.

Fig. 10



Nennen wir $D_2$ den Durchmesser dieser Brunnen für zweigleisige Brückenpfeiler und $D_1$ denselben für eingleisige, so muss, damit die Basisfläche je zweier solcher Brunnen gleich der Gesammtfläche $F$ sei, die Beziehung bestehen:

$$2\,\frac{\pi\, D_2^{\,2}}{4} = F_2 = 20 + 0{,}8\, l \quad \text{und} \quad \frac{2\,\pi\, D_1^{\,2}}{4} = F_1 = 18 + 0{,}4\, l$$

oder

$$D_2 = \sqrt{\frac{2}{\pi} F_2} = 0{,}8 \sqrt{F_2} \quad \text{und} \quad D_1 = \sqrt{\frac{2}{\pi} F_1} = 0{,}8 \sqrt{F_1}.$$

Den Abstand der Mittelpunkte der beiden Brunnen kann man derart wählen, dass für zweigleisige Pfeiler die beiden Brunnenkreise den nach Früherem bestimmten Pfeilergrundriss (Rechteck mit halbkreisförmig abgerundeten Enden) eben noch von innen berühren.

Es ist dann dieser Abstand $M_2$ annähernd

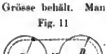
$$M_2 = \tfrac{1}{2}\, D_2 + 0{,}60^m.$$

Bei eingleisigen Pfeilern ist es besser, diesen Abstand etwas grösser zu wählen, damit der Zwischenraum zwischen

Digitized by Google

den beiden Brunnen eine zum anstandslosen Versenken derselben angemessene Grösse behält. Man kann hier etwa die

Fig. 11



Mittelpunkte der Brunnen in die Centren der halbkreisförmigen Abrundungen der entsprechenden Pfeiler mit zusammenhängender Basisform verlegen.

Alsdann wird annähernd

$$M_1 = \tfrac{3}{4}\, D_1 - 0{,}30^{m}.$$

Die Resultate dieser Formeln enthält folgende Tabelle für verschiedene Spannweiten $l$ und für ein- und zweigleisige Pfeiler.

Tabelle XIII.
**Verhältnisse für auf Brunnen fundirte Pfeiler.**

| Spannweite $l$ | zweigleisige Pfeiler: Basisfläche $F_2$ | zweigleisige Pfeiler: Brunnendurchmesser $D_2$ | zweigleisige Pfeiler: Abstand der Mittel beider Brunnen $M_2$ | eingleisige Pfeiler: Basisfläche $F_1$ | eingleisige Pfeiler: Brunnendurchmesser $D_1$ | eingleisige Pfeiler: Abstand der Mittel beider Brunnen $M_1$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| m | qm | m | m | qm | m | m |
| 30 | 44 | 5,30 | 8,70 | 30 | 4,40 | 5,70 |
| 50 | 60 | 6,20 | 9,90 | 38 | 4,90 | 6,50 |
| 70 | 76 | 7,00 | 11,10 | 46 | 5,40 | 7,30 |
| 100 | 100 | 8,00 | 12,40 | 58 | 6,10 | 8,30 |
| 150 | 140 | 9,30 | 14,80 | — | — | — |

(Schluss folgt.)

# Die Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe.

Von **C. Bach.**

Für die Bestimmung grösserer Wandstärken cylindrischer Gefässe, welche durch einen inneren Ueberdruck belastet sind, wurden bekanntlich Gleichungen aufgestellt von Barlow, Brix, Lamé, Grashof (Winkler). Im Nachstehenden sollen dieselben kurz besprochen und schliesslich die Beziehungen entwickelt werden, welche frei von den Mängeln sind, die diese Erörterung zeigen wird. Zu diesem Zwecke bedeute (Fig. 1):

$2r_1$ den inneren Durchmesser des an den Stirnseiten geschlossen gedachten Hohlcylinders,

$2r_2$ den äusseren Durchmesser desselben,

$p_1$ die Pressung der den Cylinder erfüllenden Flüssigkeit,

$p_2$ „ „ „ „ „ umschliessenden „

$p$ die innere Pressung $p_1$, sofern die äussere $p_2 = 0$,

$p_0$ „ äussere „ $p_2$, „ „ innere $p_1 = 0$,

$k$ die zulässige Inanspruchnahme oder Belastung des Cylindermaterials.

Werden $r_1$ und $r_2$ in Centimeter genommen, so gelten $p_1$, $p_2$, $p$, $p_0$ und $k$ als Kilogramm pro Quadratcentimeter.

Fig. 1

Die Gleichungen von Barlow, Brix und Lamé fussen stillschweigend auf der Voraussetzung, dass $k$ identisch ist mit der grössten eintretenden Spannung, die hier an der Innenfläche des Hohlcylinders in tangentialer Richtung statthat.

Barlow setzt ferner voraus, dass der Querschnitt $\pi (r_2^2 - r_1^2)$ durch die Deformation nicht geändert werde und damit das ganze Cylindervolumen constant bleibe. Aus dieser Annahme folgt dann augenähert, dass sich die infolge der Formänderung eintretenden Vergrösserungen zweier beliebigen zwischen $r_1$ und $r_2$ gelegenen Radien verhalten, wie diese selbst. Das ist dann die eigentliche Voraussetzung, auf Grund deren sich schliesslich die Barlow'sche Gleichung

$$r_2 = r_1 \frac{F}{F - k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

ergiebt. Hierbei sind die von der achsialen Kraft $\pi r_1^2 p$ herrührenden Spannungen vernachlässigt.

Brix legt die Annahme zu Grunde, dass die Wandstärke durch die Deformation sich nicht ändere, dass also $r_2 - r_1$ constant bleibe. Damit resultirt dann

$$r_2 = r_1 e^{\frac{p}{k}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Auch hier ist die erwähnte Achsialkraft ausser Acht gelassen.

Lamé entwickelt auf Grund der allgemeinen Gesetze der Elasticität fester Körper die Gleichung

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{k + p_1}{k - p_1 + 2p_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Grashof nimmt für die zulässige Belastung $k$ nicht die grösste eintretende Normalspannung, wie dies in den Gleichungen (1) bis (3) geschieht, sondern das Product aus der grössten eintretenden Maximaldehnung und dem Elasticitätsmodul und erhält, ausgehend von den allgemeinen Gesetzen der Elasticität fester Körper, jedoch unter Vernachlässigung der Achsialkraft $\pi r_1^2 p$ die Gleichung

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{mk + (m-1)p}{mk - (m+1)p}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4a),$$

woraus mit $m = 3$

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{3k + 2p}{3k - 4p}}$$

folgt.

Ferner leitet dann Grashof*) aus der Gleichung (4a) mit $m = 3$ und unter Schätzung, es betrage die grösste Anstrengung bei dem Cylinder einer hydraulischen Presse der unterstützenden Wirkung des Bodens wegen $\frac{1}{3}$ des Werthes, welcher bei einem beiderseits offenen cylindrischen Gefässe eintritt, für Cylinder hydraulischer Pressen die Beziehung ab

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{m\frac{1}{3}k + (m-1)p}{m\frac{1}{3}k + (m+1)p}} = r_1 \sqrt{\frac{k + 0{,}5\,p}{k - p}} \quad (4b).$$

Aus dem Vorstehenden folgt, dass nur die Gleichungen (3) und (4) diejenige Basis als Ausgangspunkt haben, welche bei dem heutigen Stande der Wissenschaft zu fordern ist und dass infolge dessen die beiden Gleichungen (1) und (2) nur noch historischen Werth besitzen.

*) Die Gleichung (4a) ist entwickelt in Grashof, „Festigkeitslehre", 1866, No. 272 und 273, ferner in Grashof, „Theorie der Elasticität und Festigkeit", 1878, No. 198 und 199. Die Gleichung (4b) ist abgeleitet in No. 210 des letzteren Werkes.

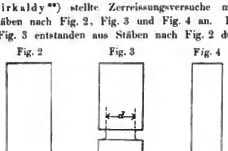
Digitized by Google

Was nun die Gleichung (3) *) anbelangt, so muss constatirt werden, dass dem Werthe von $k$, welcher in derselben auftritt, nicht die Bedeutung der zulässigen Belastung innewohnt, wie dieselbe thatsächlich aufzufassen ist. Nicht die grösste Spannung, welche in irgend einem Punkte des betrachteten Körpers statthat, ist im Allgemeinen massgebend, sondern die daselbst auftretende grösste Dehnung. Nur in den Fällen der einfachen Zug(Druck)-, Biegungs-, Schub-, Drehungselasticität und in den Fällen der Combination von Zug (Druck) mit Biegung, Schub mit Drehung ist die grösste Normal- bez. Tangentialspannung, welche in dem betrachteten Punkte herrscht, direct proportional der grössten Dehnung in demselben, so dass dann die letztere ein bestimmter Bruchtheil der Maximalspannung ist, infolge dessen diese durch jene ersetzt werden kann.

Dass diese Auffassung der zulässigen Belastung oder zulässigen Beanspruchung, welcher Geltung zu verschaffen sich besonders Grashof in seinen ausgezeichneten Publicationen hat angelegen sein lassen, dem Standpunkte der Elasticitätslehre entspricht, bedarf keiner Auseinandersetzung, dass sie sich aber auch noch weit über die Grenzen der vollkommenen Elasticität hinaus als richtig erweist, verdient hervorgehoben zu werden.

Kirkaldy **) stellte Zerreissungsversuche mit Rundeisenstäben nach Fig. 2, Fig. 3 und Fig. 4 an. Die Stäbe nach Fig. 3 entstanden aus Stäben nach Fig. 2 durch Ein-

Fig. 2 Fig. 3 Fig. 4




drehen einer **schmalen** Nuthe auf den Durchmesser $d$, die Stäbe nach Fig. 4 aus Stäben nach Fig. 2 durch Abdrehen auf den Durchmesser $d$. Die Resultate dieser Versuche giebt nachstehende Tabelle wieder.

| Material | Form des Stabes | Zugfestigkeit in Kilogramm pro Quadratcentimeter | Differenz zwischen d. Bruchquerschnitte vor und nach dem Versuche in Procenten (der ursprünglichen Grösse?) |
|---|---|---|---|
| Low Moor, Walzeisen, härteste Sorte. | Fig. 2 $D = 1{,}00''$ engl. | 4560 | 51,00 |
| | „ 3 $d = 0{,}73''$ „ | 6420 | 8,03 |
| | „ 4 $d = 0{,}73''$ „ | 4950 | 49,23 |
| Govan, geschmiedetes Walzeisen. | Fig. 2 $D = 1{,}00''$ engl. | 5025 | 40,71 |
| | „ 3 $d = 0{,}70''$ „ | 6910 | 13,77 |
| | „ 4 $d = 0{,}70''$ „ | 5020 | 36,03 |
| Govan, Walzeisen. | Fig. 2 $D = 1{,}00''$ engl. | 4040 | 47,36 |
| | „ 3 $d = 0{,}71''$ „ | 4950 | 21,37 |
| | „ 4 $d = 0{,}70''$ „ | 4360 | 46,91 |

*) Entwickelung derselben in Lamé, „Leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides", 1852. § 80, S. 188 bis 191.

**) v. Kaven, „Collectaneen etc." S. 7 u. 8.

Diese Versuche liefern das für den ersten Moment frappirende Ergebniss, dass die Festigkeit bei den nach Fig. 3 eingedrehten Stäben weit grösser ist, als bei den nicht eingedrehten.

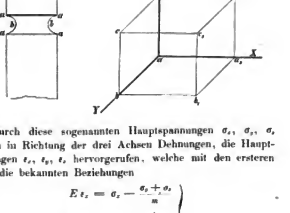
Versuche, welche in Woolwich mit Stahlstangen von $1\frac{3}{16}''$ engl. Durchmesser und mit einer den Durchmesser auf $\frac{3}{4}''$ engl. vermindernden Ausrundung versehen angestellt worden sind, sowie Versuche von Vickers bestätigen das von Kirkaldy Gefundene.

Die Erklärung dieser interessanten Thatsache lässt sich auf Grund der Elasticitätsgesetze wie folgt geben.

Auf die sechs Flächen des in Fig. 6 dargestellten Körperelementes aus isotropem Material wirken Normalspannungen und zwar

auf die Fläche $abcd$ $\sigma_x$ im Sinne der negativen $X$-Achse,
„ „ „ $a_1b_1c_1d_1$ $\sigma_x$ „ „ „ positiven $X$-Achse,
„ „ „ $aa_1d_1d$ $\sigma_y$ „ „ „ negativen $Y$-Achse,
„ „ „ $bb_1c_1c$ $\sigma_y$ „ „ „ positiven $Y$-Achse,
„ „ „ $aa_1b_1b$ $\sigma_z$ „ „ „ negativen $Z$-Achse,
„ „ „ $dd_1c_1c$ $\sigma_z$ „ „ „ positiven $Z$-Achse.

Fig. 5 Fig. 6




Durch diese sogenannten Hauptspannungen $\sigma_x$, $\sigma_y$, $\sigma_z$ werden in Richtung der drei Achsen Dehnungen, die Hauptdehnungen $\varepsilon_x$, $\varepsilon_y$, $\varepsilon_z$ hervorgerufen, welche mit den ersteren durch die bekannten Beziehungen

$$\left.\begin{aligned} E\varepsilon_x &= \sigma_x - \frac{\sigma_y + \sigma_z}{m} \\ E\varepsilon_y &= \sigma_y - \frac{\sigma_x + \sigma_z}{m} \\ E\varepsilon_z &= \sigma_z - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{m} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (5)$$

verknüpft sind. Hierin bedeutet

$E$ den Normal-Elasticitätsmodul, d. i. den gewöhnlichen Elasticitätsmodul,

$m$ eine Erfahrungszahl, welche die Quercontraction misst, die im Gefolge jeder einfachen Längenänderung auftritt. *)

Die Gleichungen (5) zeigen nun, dass z. B. die Dehnung $\varepsilon_x$ in Richtung der $X$-Achse durch die Wirkung der zu ihr rechtwinklig thätigen positiven Spannungen $\sigma_y$ und $\sigma_z$ vermindert und damit auch die Beanspruchung in Richtung der $X$-Achse, welche durch $\varepsilon_x$ zu messen ist, erniedrigt wird. Das Umgekehrte gilt, wenn $\sigma_y$ und $\sigma_z$ negativ, also Pressungen sind.

Dieses Gesetz auf Fig. 5 angewendet, führt zu Folgendem: Unter Einwirkung der Belastung dehnen sich die den Querschnitt $bb$ passirenden Fasern. Diese Längendehnung hat eine Zusammenziehung senkrecht zur Stabachse im Gefolge. Das bei $aa$ $aa$ an den kleinsten Querschnitt $bb$ sich anschliessende Material setzt dieser Zusammenziehung Wider-

*) Ueber die Zahl $m$, für welche die rein theoretische Entwickelung den Werth 4 ergiebt, sind von Verschiedenen experimentelle

Digitized by Google

stand entgegen, d. h. übt angenähert senkrecht zu den gespannten Längsfasern positive Spannungen aus, welche, wie die Gleichungen (5) lehren, eine Verminderung der Längsdehnung, also auch der Beanspruchung in Richtung der Stabachse zur Folge hat.

Die Columne der Differenzen zwischen den ursprünglichen Querschnitten und den Querschnitten nach dem Zerreissen zeugt ebenfalls für die Existenz dieses Widerstandes. Diese Differenzen sind für die eingedrehten Stäbe bedeutend kleiner als für die glatten.

Besitzt das eingedrehte Stück eine grössere Länge, so kann sich natürlich die Einwirkung der Materialtheile bis $aa$ nicht mehr in der besprochenen Weise auf den kleinsten Querschnitt $bb$ geltend machen. Der Stab reisst dann bei scharfer Eindrehung früher, aus Gründen, die hier unerörtert bleiben können.

Aus dem Gesagten folgt, dass nicht blos innerhalb des durch die sogenannte Elasticitätsgrenze umschlossenen Gebietes das Product aus Elasticitätsmodul und Dehnung die Inanspruchnahme misst, sondern dass diese auch noch bis zum Bruche durch jenes Product der Wirklichkeit entsprechender zum Ausdruck gebracht wird als durch die Spannung, ein Umstand, der gerade für die so hoch beanspruchten Cylinder hydraulischer Pressen von Bedeutung ist.

Darin, dass die Lamé'sche Gleichung die eintretende Spannung als zulässige Inanspruchnahme enthält, liegt für den Fall dickwandiger cylindrischer Gefässe, für welche allein sie der Technik nutzbringend sein könnte, ein schwerwiegender, wenn auch einziger Mangel, der angesichts der Empfehlung, welche ihr zu Theil geworden ist, betont werden muss*).

Bei der Entwickelung der Gleichung (3a), welche der Gleichung (4b) zu Grunde liegt, ist, wie bereits oben bemerkt wurde, die achsiale Kraft $\pi r_1^2 p$ vernachlässigt. Es findet sich dann infolge dieser Vernachlässigung, dass die Länge der Hohlcylinder eine Abnahme erfährt, während thatsächlich eine Zunahme eintritt, wie sie sich z. B. an Schläuchen beobachten lässt, die an dem einen Ende geschlossen sind und behufs Prüfung der Qualität einem inneren Ueberdruck ausgesetzt werden.

Es erscheint deshalb nothwendig, den Einfluss dieser Achsialkraft zu berücksichtigen. Die nachstehende Entwickelung soll dies thun. Für dieselbe werde die Grashof'sche Bezeichnungsweise gewählt, einmal der sorgfältigen Durchbildung wegen, welche derselben innewohnt und zweitens im Interesse der Erleichterung des Vergleiches der Rechnungen.

Fig. 7

Der Hohlcylinder werde auf ein rechtwinkliges Coordinatensystem bezogen, in der Weise, dass die $X$-Achse mit der Cylinderachse, die $YZ$-Ebene mit der einen Stirnebene des Cylinders zusammenfällt. In dem Cylinder werde ein Punkt $P$ betrachtet, welcher in der $ZX$-Ebene liegt und vor der Deformation um $x$ von der $YZ$-Ebene und um $z \gtrless \frac{r_1}{<} r_2$ von der Cylinderachse absteht. Infolge der Deformation wird sich $x$ um $\xi$ und $z$ um $\zeta$ vermehren. Aus der $XZ$-Ebene tritt der Punkt hierbei nicht heraus.

Es ist

die achsiale Dehnung $= \frac{d\xi}{dx}$,

„ tangentiale „ $= \frac{2\pi(z+\zeta) - 2\pi z}{2\pi z} = \frac{\zeta}{z}$,

„ radiale „ $= \frac{d\zeta}{dz}$.

Die Elasticitätslehre giebt nun zwischen den drei Spannungen $\sigma_x$, $\sigma_z$, $\sigma_r$ im Punkte $P$ nach den Richtungen der drei Coordinatenachsen die Beziehungen

$$\sigma_x = 2G\left(\frac{d\xi}{dx} + \frac{\frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz}}{m-2}\right)$$

$$\sigma_z = 2G\left(\frac{\frac{d\xi}{dx} + \frac{\zeta}{z}}{m-2} + \frac{d\zeta}{dz}\right)$$

$$\sigma_r = 2G\left(\frac{d\xi}{dx} + \frac{\frac{\zeta}{z} + \frac{d\zeta}{dz}}{m-2}\right).$$

Die Spannung $\sigma_x$ ist bestimmt durch die Gleichung

$$\pi(r_2^2 - r_1^2)\,\sigma_x = \pi(r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2)$$

$$\sigma_x = \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} = \sigma_1 \quad . \quad . \quad (6).$$

---

Untersuchungen angestellt worden. Es mag hier genügen, die diesbezüglichen Resultate der werthvollen Versuche Bauschinger's anzuführen, denen Ternitzer Bessemerstahl von verschiedenem Kohlenstoffgehalte unterworfen wurde. Veröffentlicht finden sich dieselben in den „Mittheilungen aus dem mechanisch-technischen Laboratorium der kgl. polytechnischen Schule in München", 3. Heft, München 1874 und in der „Zeitschrift des bayerischen Architekten- und Ingenieur-vereines", 5. Jahrgang.

Aus Drehungsversuchen mit 10 gedrehten Wellen von $100^{mm}$ Durchmesser und $800^{mm}$ in Rechnung gezogener Länge lässt sich der durchschnittliche Drehungs- oder Schubelasticitätsmodul $G$ ableiten zu

$$G = (837+878+853+836+837+869+851+893+850+876)\frac{1000}{10} = 860000 \text{ Kilogramm}.$$

Ebenso aus Dehnungsversuchen mit 24 bearbeiteten Stangen von je ca. 8 Quadratcentimeter Querschnitt der Normal-Elasticitätsmodul

$$E = (227+224+221+213+224+227+230+212+220+211 +225+219+214+218+222+234+230+242+214+216 +222+215+225+210)\frac{10000}{24} = 2215000.$$

Da die Elasticitätsgesetze die Beziehung

$$G = \frac{1}{2}\frac{m}{m+1}E$$

geben, so folgt

$$\frac{1}{2}\frac{m}{m+1} = \frac{860000}{2215000} = 0{,}388,$$

woraus

$$m = 3{,}46.$$

Zu einem verhältnismässig wenig hiervon abweichenden Resultate gelangt man durch die Versuche Wöhler's, welche sich in Wöhler, „Ueber die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl", Berlin 1870 und in der „Zeitschrift für Bauwesen", Jahrgang 1870 veröffentlicht finden. Auf S. 8 der genannten Schrift giebt Wöhler

$$\frac{G}{E} = \frac{11236500}{28725441} = 0{,}391,$$

woraus

$$m = 3{,}6.$$

Wir setzen

$$m = \frac{10}{3}.$$

---

*) In Reuleaux's „Constructeur", 3. Auflage, S. 57 ist in dieser Beziehung gesagt, dass Lamé mit seiner Gleichung „die unverlässigste und das wahrscheinliche Verhalten der Stofftheilchen am genauesten ausdrückende Berechnungsmethode" geliefert hat.

Digitized by Google

Durch Substitution dieses Werthes in die erste der obigen drei Gleichungen folgt

$$\sigma_1 = 2G\left(\frac{d\xi}{dx} + \frac{\xi}{z}\frac{+\frac{d\zeta}{dz}}{m-2}\right)$$

$$\frac{d\xi}{dx} = \frac{m-2}{m-1}\frac{\sigma_1}{2G} - \frac{\frac{\xi}{z}+\frac{d\zeta}{dz}}{m-1}.$$

Durch Elimination von $\frac{d\xi}{dx}$ aus den beiden anderen Gleichungen ergiebt sich

$$\left.\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{2G}{m-1}\left(m\frac{\zeta}{z}+\frac{d\zeta}{dz}\right)+\frac{\sigma_1}{m-1}\\ \sigma_z &= \frac{2G}{m-1}\left(m\frac{d\zeta}{dz}+\frac{\zeta}{z}\right)+\frac{\sigma_1}{m-1}\end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (7).$$

Das Gleichgewicht an dem unendlich kleinen cylindrischen Körperelement Fig. 8 führt zu

$$(z+dz)2dq\,dx\left(\sigma_z+\frac{d\sigma_z}{dz}dz\right)-z.2dq\,dx.\sigma_z-2dz\,dx.\sigma_t\sin(dq)=0$$

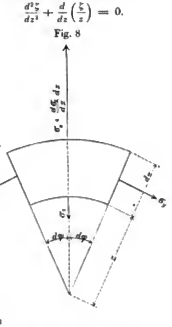
$$\frac{d\sigma_z}{dz} = \frac{1}{z}(\sigma_t-\sigma_z).$$

Hieraus nach Einführung der Werthe $\sigma_z$ und $\sigma_t$ der Gleichungen (7)

$$z\frac{d^2\zeta}{dz^2}+\frac{d\zeta}{dz}-\frac{\zeta}{z} = 0$$

$$\frac{d^2\zeta}{dz^2}+\frac{d}{dz}\left(\frac{\zeta}{z}\right) = 0.$$

Fig. 8




Durch Integration

$$\frac{d\zeta}{dz}+\frac{\zeta}{z} = \text{Constant} = c_1$$

$$z\frac{d\zeta}{dz}+\zeta = c_1 z$$

$$\frac{d(z\zeta)}{dz} = c_1 z.$$

Durch abermalige Integration

$$z\zeta = \frac{c_1}{2}z^2+c_2.$$

Damit folgt

$$\frac{\zeta}{z} = \frac{c_1}{2}+\frac{c_2}{z^2}$$

$$\frac{d\zeta}{dz} = \frac{c_1}{2}-\frac{c_2}{z^2}.$$

Diese beiden Werthe in die Gleichungen (7) eingeführt

$$\left.\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{2G}{m-1}\left[\frac{c_1}{2}(m+1)+\frac{c_2}{z^2}(m-1)\right]+\frac{\sigma_1}{m-1}\\ \sigma_t &= \frac{2G}{m-1}\left[\frac{c_1}{2}(m+1)+\frac{c_2}{z^2}(m-1)\right]+\frac{\sigma_1}{m-1}\end{aligned}\right\} \quad (8).$$

Die beiden Integrationsconstanten bestimmen sich aus den Bedingungen, dass

für $z = r_1$ $\quad \sigma_z = -p_1$

„ $z = r_2$ $\quad \sigma_z = -p_2$.

Folglich

$$-p_1 = \frac{2G}{m-1}\left[\frac{c_1}{2}(m+1)-\frac{c_2}{r_1^2}(m-1)\right]+\frac{\sigma_1}{m-1}$$

$$-p_2 = \frac{2G}{m-1}\left[\frac{c_1}{2}(m+1)-\frac{c_2}{r_2^2}(m-1)\right]+\frac{\sigma_1}{m-1}.$$

Hieraus

$$c_1 = \frac{m-1}{(m+1)G}\left(\frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-\frac{\sigma_1}{m-1}\right)$$

$$c_2 = \frac{p_1-p_2}{2G}\frac{r_2^2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}.$$

Damit gehen die Gleichungen (8) über in

$$\left.\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}+(p_1-p_2)\frac{r_2^2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\frac{1}{z^2}\\ \sigma_t &= \frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-(p_1-p_2)\frac{r_2^2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\frac{1}{z^2}\end{aligned}\right\} \quad (9).$$

Die Hauptdehnungen ergeben sich durch Einsetzung dieser Werthe und der Grösse $\sigma_r$ aus Gleichung (6) in die Gleichungen (5)

$$\left.\begin{aligned}Ee_z &= \sigma_z-\frac{\sigma_t+\sigma_r}{m} = \frac{m-2}{m}\frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}\\ Ee_y &= \sigma_t-\frac{\sigma_z+\sigma_r}{m} = \frac{m-2}{m}\frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}+\frac{m+1}{m}\frac{p_1-p_2}{z^2}\frac{r_2^2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\\ Ee_t &= \sigma_t-\frac{\sigma_z+\sigma_r}{m} = \frac{m-2}{m}\frac{p_1r_1^2-p_2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}-\frac{m+1}{m}\frac{p_1-p_2}{z^2}\frac{r_2^2r_1^2}{r_2^2-r_1^2}\end{aligned}\right\} (10).$$

Für den inneren Ueberdruck $p = p_1$ bei $p_2 = 0$

$$Ee_z = \frac{m-2}{m}\frac{pr_2^2}{r_2^2-r_1^2}$$

$$Ee_y = \frac{m-2}{m}\frac{pr_1^2}{r_2^2-r_1^2}+\frac{m+1}{m}\frac{pr_1^2}{z^2}\frac{r_2^2}{r_2^2-r_1^2}$$

$$Ee_t = \frac{m-2}{m}\frac{pr_1^2}{r_2^2-r_1^2}-\frac{m+1}{m}\frac{pr_1^2}{z^2}\frac{r_2^2}{r_2^2-r_1^2}.$$

Hiernach ist $Ee_z$ positiv, entsprechend den erwähnten Beobachtungen bei Schläuchen, und constant. $Ee_y$ und $Ee_t$ erlangen die grössten absoluten Werthe für $z = r$, d. h. an der Innenfläche des Cylinders und zwar ist

$$\max(Ee_y) = \frac{(m-2)r_1^2+(m+1)r_2^2}{m(r_2^2-r_1^2)}p$$

$$\max(-Ee_t) = \frac{(m+1)r_2^2-(m-2)r_1^2}{m(r_2^2-r_1^2)}p.$$

Mit $m = \frac{10}{3}$

$$Ee_z = \frac{0{,}4\,r_1^2}{r_2^2-r_1^2}p$$

$$\max(Ee_y) = \frac{0{,}4\,r_1^2+1{,}3\,r_2^2}{r_2^2-r_1^2}p$$

$$\max(-Ee_t) = \frac{1{,}3\,r_2^2-0{,}4\,r_1^2}{r_2^2-r_1^2}p.$$

Die tangentiale Dehnung $\max(e_t)$ ist hiernach der grössere Werth. Da bei Materialien, aus denen Hohlcylinder gefertigt zu werden pflegen, die zulässige Druckbeanspruchung mindestens nicht weniger beträgt, als die zulässige Zugbeanspruchung, so ist

$$\max(Ee_y) = k$$

zu setzen. Damit resultirt

$$\left.\begin{aligned}k &= \frac{0{,}4\,r_1^2+1{,}3\,r_2^2}{r_2^2-r_1^2}\\ \text{oder}\quad r_2 &= r_1\sqrt{\frac{k+0{,}4\,p}{k-1{,}3\,p}}\end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (11).$$



Digitized by Google

Die Gleichung (4a) giebt mit $m = \frac{10}{3}$

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{k + 0{,}7\,p}{k - 1{,}3\,p}}.$$

Hervorgehoben sei, dass die Lamé'sche Gleichung identisch mit der ersten der Gleichungen (9) ist. Mit $z = r_1$ folgt aus dieser

$$\sigma_z = \frac{r_1^2 p_1 + r_2^2 (p_1 - 2p_2)}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{\sigma_z + p_1}{\sigma_z - p_1 + 2p_2}}.$$

Diese Gleichung stimmt, sofern $k = \sigma_z$ gesetzt wird, mit Gleichung (3) überein.

Was schliesslich die Gleichung (4b) anlangt, so wurde bereits oben bemerkt, dass sie aus der Gleichung (4a) durch Schätzung entstanden ist. So lange die Länge des Cylinders der hydraulischen Presse klein ist, etwa so lange sie das Zweifache des äusseren Durchmessers $2r_2$ nicht überschreitet, mag die Grundlage der Schätzung zu angenähert richtigen Resultaten führen. Bei längeren Cylindern, für welche die Erhöhung der Festigkeit durch den abschliessenden Boden nach dem offenen Ende hin immer mehr versehwindet, je länger sie sind, verliert die schätzungsweise Erhöhung von $k$ auf $\frac{4}{3} \max (E\varepsilon)$ immer mehr von ihrer Zulässigkeit. Daher erscheint die Gleichung (4b) nur für kurze Presscylinder verwendbar. Es dürfte sich deshalb empfehlen, die allgemein giltige Gleichung (11) für die Berechnung diekwandiger Cylinder gegenüber innerem Ueberdruck auch für die Cylinder hydraulischer Pressen beizubehalten. Handelt es sich um einen kürzeren Presscylinder, so kann der Constructeur, die Verhältnisse des speciellen Falles erwägend, mit $k$ entsprechend höher gehen und dadurch dem verstärkenden Einflusse des Bodens Rechnung tragen. Eine allgemeine Gleichung, welche die Länge nicht enthält, ist das nicht im Stande, ohne in den Fällen längerer Cylinder zu einer Unterschätzung der Beanspruchung zu führen, die gerade bei hydraulischen Pressen abnorm hoch zu sein pflegt.

Beispiele. Für einen Hohlcylinder mit $r_1 = 100^{mm}$, $r_2 = 200^{mm}$ ist

a) nach Gleichung (3) mit $p_1 = p$ und $p_2 = 0$

$$k = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} p = \frac{20^2 + 10^2}{20^2 - 10^2} p = 1{,}67\,p,$$

b) nach Gleichung (4a) mit $m = 3$

$$k = \frac{4 r_2^2 + 2 r_1^2}{3 (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{4 \cdot 20^2 + 2 \cdot 10^2}{3 (20^2 - 10^2)} = 2p,$$

c) nach Gleichung (11)

$$k = \frac{1{,}3\, r_2^2 + 0{,}4\, r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{1{,}3 \cdot 20^2 + 0{,}4 \cdot 10^2}{20^2 - 10^2} = 1{,}67\,p.$$

Für einen Hohlcylinder $r_1 = 100^{mm}$, $r_2 = 300^{mm}$

a) nach Gleichung (3) $k = 1{,}25\,p$,

b) „ „ (4a) $k = 1{,}5\,p$,

c) „ „ (11) $k = 1{,}3\,p$.

Von Interesse ist noch, zu ermitteln, unter welchen Verhältnissen $r_2$ für einen bestimmten mit der gerade in Frage stehenden hydraulischen Presse zu leistenden Druck $P$ zu einem Minimum wird.

Unter Bezugnahme auf Fig. 9 ist

$$P = \pi\, r_0^2\, p\, \beta,$$

worin der Coefficient $\beta$ der Manschettenreibung Rechnung tragen soll. Für $r_0$ darf gesetzt werden

$$r_0 = \alpha\, r_1.$$

Damit ist

$$P = \pi\, \beta\, \alpha^2\, r_1^2\, p$$

$$r_1^2 = \frac{P}{\pi\, \beta\, \alpha^2\, p}.$$

Nach Gleichung (11) ist

$$r_2^2 = r_1^2 \frac{k + 0{,}4\,p}{k - 1{,}3\,p} = \frac{P}{\pi\,\beta\,\alpha^2} \frac{k + 0{,}4\,p}{(k - 1{,}3\,p)\,p}.$$

Mit $p = q\,k$

$$r_2^2 = \frac{P}{\pi\,\beta\,\alpha^2\,k} \frac{1 + 0{,}4\,q}{(1 - 1{,}3\,q)\,q}.$$

$r_2$ wird zu einem ausgezeichneten Werth, der hier ein Minimum ist, für

$$(1 - 1{,}3\,q)\,q \cdot 0{,}4 - (1 + 0{,}4\,q)(1 - 2{,}6\,q) = 0$$

$$q = 0{,}36,$$

d. i. für

$$p = 0{,}36\,k.$$

Woraus

$$\min (r_2) = r_1 \sqrt{\frac{k + 0{,}4 \cdot 0{,}36\,k}{k - 1{,}3 \cdot 0{,}36\,k}} = 1{,}47\,r_1 = \text{rund } 1{,}5\,r_1.$$

Für äusseren Ueberdruck $p_0$ folgt aus den Gleichungen (10) mit $p_1 = 0$ und $p_2 = p_0$ eine zur Ermittelung der Wandstärke giltige Beziehung, sofern ein Flachdrücken nicht zu befürchten ist, welcher Fall zur Zeit eine wissenschaftliche Behandlung noch nicht gestattet. Die massgebende Hauptdehnung ist auch hier wieder die tangentiale $\varepsilon_z$, nur tritt sie negativ auf. Ihren absolut grössten Werth erreicht sie ebenfalls für $z = r_1$, d. h. an der Innenfläche des Cylinders. Es ergiebt sich

$$E\varepsilon_z = -\frac{m-2}{m} \frac{p_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{m+1}{m} \frac{p_0}{z^2} \frac{r_2^2 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

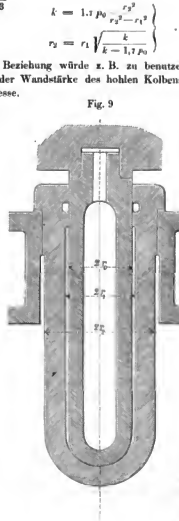
$$\max (-E\varepsilon_z) = \frac{2m - 1}{m} \frac{p_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Mit $m = \frac{10}{3}$

$$\left.\begin{aligned} k &= 1{,}7\, p_0 \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \\ \text{oder} \\ r_2 &= r_1 \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7\,p_0}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (12).$$

Diese Beziehung würde z. B. zu benutzen sein zur Ermittelung der Wandstärke des hohlen Kolbens einer hydraulischen Presse.

Fig. 9




Digitized by Google

**Zusammenfassung.**

Zur Berechnung dickwandiger cylindrischer Gefässe, mit Einschluss der Presscylinder, ist zu benutzen

im Falle inneren Ueberdruckes $p$

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{k + 0,4\,p}{k - 1,3\,p}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11);$$

im Falle äusseren Ueberdruckes $p_0$, sofern ein Flachdrücken nicht zu erwarten ist,

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{k}{k - 1,7\,p_0}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12).$$

Der Gleichung (11) am nächsten steht Gleichung (4a). Die durch Schätzung aus Gleichung (4a) speciell für Presscylinder abgeleitete Gleichung (4b) führt für längere Presscylinder zu einer Unterschätzung der Anstrengung des Materiales.

Die Lamé'sche Beziehung (3) ergiebt nicht die wahre Inanspruchnahme des Hohlcylinders und hat daher wie die Gleichung (1) von Barlow und die Gleichung (2) von Brix für den Techniker nur noch historischen Werth.

Stuttgart, im Februar 1880.

# Wiegen der Stahl-Blöcke während des Giessens.

Von **Ferdinand Moro.**

(Hierzu Tafel XVII und XVIII.)

Es kommen im Hüttenbetriebe kleine Ziffern vor, die im Vergleiche mit den grossen Zahlen, mit welchen wir es gewöhnlich zu thun haben, an und für sich verschwinden mögen und darum häufig vernachlässigt werden, die aber doch durch ihre regelmässige Wiederkehr zu ganz imponirenden Summen anwachsen können.

Einer dieser Fälle, den wir herausgreifen und hier näher beleuchten wollen, tritt beim Giessen der Stahlblöcke ein oder vielmehr beim Giessen derselben nach bestimmten Gewichten.

Bekanntlich werden die Blöcke im Walzwerke berechnet und bestellt nach dem Gewichte der daraus zu erzeugenden Waare, den nöthigen Abschnitten und dem Abbrande, und es ist nun die Aufgabe des Stahlwerkes, dieselben auch wirklich in diesen Gewichten auszuführen.

Als Mittel dafür hat man bisher einzig die Berechnung nach Volumen, resp. nach der Höhe der Blöcke bei gegebenem Querschnitte, welche an der Innenwand der Coquille durch einen Kreidestrich bezeichnet wird und wonach sich der Arbeiter beim Giessen zu richten hat.

Von dieser Methode, Blöcke nach Gewicht zu giessen, kann schon deshalb keine Genauigkeit erwartet werden, weil dieselbe bestimmte, gleiche Querschnitte der Blöcke und folglich der Coquillen voraussetzt und schon eine ganz geringe, praktisch nicht mehr controllirbare Verschiedenheit der letzteren das Gewicht der Blöcke empfindlich alteriren muss.

Wenn auch die Uebernahme der Coquillen mit aller Sorgfalt geschieht, so muss ein gewisser Spielraum doch gestattet werden in Rücksicht darauf, dass es bei der Herstellung derselben unmöglich ist, exacte Querschnittsdimensionen einzuhalten und bei der sorgfältigsten Arbeit schon durch das verschiedene Stampfen und nachherige Adjustiren des Kernes Abweichungen von den richtigen Maassen entstehen müssen. Dabei setzen wir eiserne Kernkasten voraus; bei hölzernen ist eine genaue Arbeit noch weniger möglich.

Die Coquillen ändern sich aber auch noch im Gebrauche, durch Ausbauchen z. B., oder dadurch, dass sie ausschmelzen oder springen, in welchem letzteren Falle sie, wenn der Sprung nicht durchlaufend sein sollte, durch Ausschmieren noch ganz gut in Verwendung erhalten werden können, aber bei gleicher Länge bedeutend schwerere Blöcke daraus resultiren.

Wir haben hier sogar schon, um die Verschiedenheiten der Coquillen ein und derselben Sorte unschädlich zu machen, dieselben numerirt, um beim Gusse dem Fassungsraume jeder einzelnen Coquille Rechnung tragen zu können, was jedoch bei lebhaftem Betriebe nicht praktisch durchführbar ist und wofür wir jetzt ein besseres Mittel gefunden haben, auf das wir später zurückkommen werden.

Nach den Querschnittsdimensionen kommt zunächst die Höhe in Betracht zu nehmen, bis zu der gegossen werden muss und die, wie früher bemerkt, durch einen Kreidestrich bezeichnet wird.

Hier kommt es nächst der Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit des Giessers darauf an, wie ruhig der Stahl beim Giessen sich hält. Sollte er stark steigen und fallen, was er wohl nicht thun soll, was aber doch manchmal vorkommt, so ist das Giessen nach dem Kreidestriche unmöglich, da der Stahl beim Fallen eine Kruste an der Coquillenwand zurücklässt, die den Kreidestrich verdeckt. Im Durchschnitte jedoch, worin wir etwas bewegten Stahl mitrechnen müssen, wird man auf diese Weise die Höhe auf etwa einen Centimeter einhalten können, was z. B. bei einem Blocke von $30^{cm}$ Seite schon einem Fehler von ca. $7^{kg}$ gleichkommen würde.

Ausserdem ist das Gewicht der Blöcke auch von anderen Umständen abhängig, ob der Stahl z. B. mehr oder weniger blasig ist oder ob er heisser oder kälter gegossen wird.

Um den Einfluss dieser Umstände selbst genauer kennen zu lernen, liessen wir in ein und dieselbe Coquille einmal von einer kalten, das anderemal von einer heissen Charge giessen und fanden, dass bei gleicher Höhe sich ein bedeutender Unterschied im Gewichte der Blöcke ergab; so z. B. wog einmal der kalt gegossene Block $270^{kg}$, entgegen dem heissen mit $288^{kg}$, also im zweiten Falle um $18^{kg}$ mehr, was einem Uebergewichte von 6·4 pCt. entspricht.

Wenn nun auch in der Praxis auf alle diese Umstände Rücksicht genommen wird, so bleibt das Giessen nach Gewicht nach dieser Methode doch immer ein Errathen und hängt unter Anderem vom Urtheile des Arbeiters ab, der es abzuschätzen hat, welchen Hitzegrad der Stahl beim Giessen hat und ob er mehr oder weniger blasig ist.

Diese Betrachtungen erklären es, warum die Gewichte, wie sie im Walzwerke berechnet werden, im Stahlwerke nicht eingehalten werden können. Die Ablieferung leichterer Blöcke ist aber absolut nicht statthaft, da dieselben die Waare zu kurz und so zum Ausschuss machen würden; somit bleibt nichts anderes übrig, als alle Blöcke zu schwer zu giessen, besonders wo man es zu kostspielig findet, dieselben bei zu sehr abweichenden Gewichten auf Lager zu legen und damit zu warten, bis Bestellungen einlaufen, für welche sie passen.

Die Unsicherheit in der Herstellung der Gewichte scheint uns der Hauptgrund zu sein, warum man im Allgemeinen



Digitized by Google

einen so hohen Procentsatz für Enden, so z. B. 12 bis 15 pCt. bei der Schienenfabrikation, angenommen findet. Nehmen wir nur 12 pCt. Enden, so entspricht dies beispielsweise bei einer 7m langen Schiene einem Abfalle von ca. 850mm, während unserer Ansicht nach 450mm, und zwar 150mm für das untere Ende und 300mm für das Schopfende gerechnet, gute Qualität natürlich vorausgesetzt, dafür genügen müssten, wenn man sicher wäre, es immer mit gleichen Gewichten zu thun zu haben.

Es wird demnach jede Schiene um 400mm oder, in Procenten ausgedrückt, um ca. 6 pCt. zu lang gemacht. Diese 6 pCt. Material haben bei der Verarbeitung dieselbe Arbeit erfahren, denselben Aufwand an Kraft und Brennstoff erfordert als die gute Schiene, müssen jedoch schliesslich unstatt verkauft von derselben abgeschnitten werden und sinken so vom Werthe der Schiene herab zu dem des Abfalles.

Angenommen den jetzigen Preis der Schienen mit 223 ℳ,
den Preis der Abfälle (Enden) . . . 10 „
ergiebt sich eine Differenz von . . . 123 ℳ,

also in unserem Beispiele ein Verlust von 3/4 ℳ pro 100 % Erzeugung oder, ausgerechnet für ein Stahlwerk von 50000000 % Erzeugung, ergiebt sich auf diese Weise ein jährlicher Schaden von 375000 ℳ.

Dieser Schaden, der zum grossen Theil der Ungenauigkeit in der Herstellung der Gewichte zugeschrieben werden muss, soll durch obige Ziffer nur beiläufig ausgedrückt sein und wird sich in verschiedenen Werken verschieden stellen; immerhin aber ersieht man daraus, dass er in unserer Stahlindustrie zu enormen Summen anwachsen muss und dass dies ein vollständiger Verlust an Capital und Arbeit ist, der Niemanden zu Gute kommt.

Diesem gewiss allgemein gefühlten Uebelstande suchten wir in letzterer Zeit durch eine Einrichtung abzuhelfen, die es ermöglicht, das Gewicht der Blöcke zu erfahren, so lange es noch Zeit ist, darauf Einfluss zu nehmen, d. h. eine Vorrichtung zu finden, um die Blöcke während des Giessens zu wiegen, so dass die Wange angicht, wann der Guss zu unterbrechen ist.

Dieser Apparat soll im Allgemeinen folgende Bedingungen erfüllen:

1) Er muss functioniren, ohne das Giessen zu alteriren; muss also während desselben unter die Coquillen eingeführt und gelüftet werden können.

2) Er muss sich von einer Coquille zur anderen bewegen und im Falle einer Gefahr für die Wange, wie Nichtschliessen des Gusslochs, Durchschmelzen der Bodenplatte etc., auch ganz entfernt werden können.

3) Der Apparat soll einfach, vollkommen geschlossen und geschützt sein und doch in allen seinen Theilen leicht zugänglich;

endlich soll derselbe bei hinreichender Kräftigkeit möglichst klein sein, ohne bedeutende Aenderungen der Giessgrube in derselben Platz finden und so situirt werden können, dass das Wiegen die übrigen Arbeiten in der Giessgrube nicht stört.

Diesen Bedingungen glauben wir in nachstehend beschriebener Einrichtung, von welcher wir auf Tafel XVII und XVIII Zeichnungen in mehreren Abänderungen beifügen, entsprochen zu haben.

Die Coquillen stehen wie gewöhnlich auf Bodenplatten und diese auf U-Eisen, die an einer, für mehrere Coquillen gemeinschaftlichen Grundplatte festgemacht sind, wodurch unter den Coquillen genügend Raum für das Einführen der Wiegevorrichtung geschaffen ist. Die letztere besteht aus einer Hebelwange, deren Rahmen mittelst vier Plunger in hydraulischen Cylindern hängt, welche wieder an einer Art Eintrageschaufel festgeschraubt sind. Gleichsam der Stiel dieser Schaufel ist eine Zahnstange, die in einem Rahmen geführt ist, die Zähne nach unten gekehrt hat und durch ein Getriebe vor- und zurückbewegt werden kann, wodurch das Einführen der Wange unter die Coquillen und das Zurückziehen derselben zu bewerkstelligen ist.

An den Rücken dieser Zahnstange sind festgemacht der Ständer der Wange und eine kleine hydraulische Pumpe, die durch ein Kupferröhrchen mit den hydraulischen Cylinderchen in Verbindung gesetzt ist. Die ganze Vorrichtung ruht auf einem Wagengestelle, das auf Schienen nach Bedarf in einer Geraden (Giesscanal) oder einem Bogen (Giessgrube) bewegt und vor die betreffende Coquille gestellt werden kann.

Durch zwei Umdrehungen der Kurbel an dem Getriebe wird die Wange unter die Coquillenplatte geschoben, bis die schräge untere Fläche der Eintrageschaufel auf die gleich schräge Grundplatte sich aufsetzt. Dadurch ist nicht nur der Einschub der Wange richtig begrenzt und ohne Reibung bewerkstelligt, sondern es ist auch das Wagengestell während des Wiegens ausser Spiel gebracht und drückt die zu wiegende Last durch die Wange auf die Grundplatte auf. Das Wagengestell kann somit leicht construirt sein, da es nur die leere Wange zu tragen hat und die Last kann auch nicht auf Umkippen des Gestelles wirken.

Beim Zurückziehen der Wange hebt sich die Eintrageschaufel wieder von der schrägen Grundplatte ab.

Wie sonst der zu wiegende Körper auf die Wange gelegt wird, so muss in diesem Falle die Wange unter den Körper gehoben werden. Das geschieht in der Weise, dass die Wange im Ganzen mit ihren Rahmen durch 3 bis 4 Kolbenhübe an der Pumpe von der Eintrageschaufel abgehoben und unter die Coquillenplatte gebracht wird, so dass nun letztere, nachdem sich ihr conischer Ansatz von den Unterlagen ausgehoben hat, wirklich auf der Wange allein aufruht und nach Lüften der Wangenplatform gewogen werden kann.

Die Pumpe, Fig. 7 bis 9 Taf. XVII in grösserem Maassstabe dargestellt, ist derart eingerichtet, dass beim Aufgange des Plungers das Wasser aus einem kleinen, an der Unterseite der Zahnstange angebrachten Bassin gesaugt und beim Niedergange durch das Kupferröhrchen unter die vier Plunger gedrückt wird, wodurch die Wange aufsteigt, soweit es die Ansätze am Rahmen erlauben. Soll die Wange wieder sinken, so wird der an der Pumpe befindliche Hahn in die, Fig. 8 dargestellte Lage gedreht; das Druckwasser fliesst nun über das Druckventil durch den hohlen Hahn unter das Saugeventil in die Saugeleitung und gelangt so wieder in das Bassin zurück, welches auf diese Art nur einen Wasservorrath für ein einmaliges Heben mit sich zu führen hat.

Hat der Wieger das Zeichen gegeben, dass das gewünschte Gewicht an Stahl in die Coquille gelaufen ist, so kann der Giesser die Pfanne sogleich, ohne auf die Wange Rücksicht nehmen zu müssen, über die nächste Coquille stellen und weiter giessen; denn ehe er den hallen Block gegossen haben wird, wird die Wange gesenkt, zurückgezogen und unter die nun zu füllende Coquille geschoben sein. Es wird also auf diese Weise das Giessen einer Charge durch das Wiegen nicht um einen Moment verzögert.

Die Wange ist vollständig geschlossen, so dass ein allfälliges Herumspritzen von flüssigem Stahl derselben nicht schaden kann, für welchen Fall auch der Wieger durch einen

Digitized by Google

Blechschirm geschützt ist; sollte jedoch eine ernstliche Gefahr für den Apparat eintreten, so kann derselbe sofort zurückgezogen und entfernt werden.

Versagen kann der Apparat nicht; die Vorbewegung mittelst Zahnstange und Getriebe steht ausser Zweifel und sollte allenfalls beim Lüften der Waage eine Packung undicht werden, so wäre das entweichende Wasser durch ein Paar weitere Kolbenspiele an der Pumpe zu ersetzen; ist aber der Apparat einmal vorgeschoben und aufgehoben, so wirkt er als eine gewöhnliche Hebelwaage, wie sie zu Tausenden allerwärts in Verwendung stehen.

Wir wählten für diese Waage absichtlich ein altbekanntes und bewährtes System und haben überhaupt, was die Details anbelangt, nichts Neues hier eingeführt, um das Gelingen nicht etwa in Frage zu stellen.

Man könnte die Hydraulik auch ganz umgehen durch eine Einrichtung, wie auf Tafel XVIII dargestellt, wobei das Lüften der Waage mittelst Hebelwerk geschieht. Der Wagenrahmen steht hier durch vier Kniehebel mit der Eintrageschaufel derart in Verbindung, dass der Rahmen durch Anziehen (Aufstellen) der Hebel von der letzteren abgehoben wird, wobei er in den vier, zu diesem Zwecke angebrachten Lappen seine Führung findet.

Die Bewegung geht, Fig. 10, von der Kurbel am Wagenständer aus; durch Drehen der Schraubenspindel wird der Hebel bewegt, dadurch die Zugstange angezogen und die gekröpfte Welle bewegt, die an der Eintrageschaufel in zwei Punkten gelagert ist und an beiden Enden zwei Kurbeln aufgekeilt hat, welche endlich durch Zugstangen die Kniehebel anziehen.

Bei dieser Anordnung fällt der Apparat kürzer aus, als nach der früheren mit Hydraulik, das Gestell hat hier nur mehr eine Länge von 650 mm.

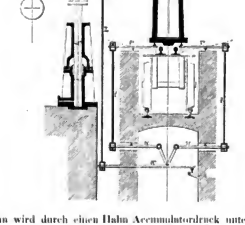
Die beiden bisher beschriebenen Apparate wären zwischen Coquillen und Einfassungsmauer der Dammgrube zu situiren, die dafür um ca. 600 mm zurückzusetzen wäre. Diese Anordnung finden wir darum empfehlenswerth, weil dabei der Wiegenapparat gewissermassen ganz ausserhalb der jetzigen Dammgrube zu stehen kommt und so die Arbeiten in derselben am wenigsten stören würde. Wo jedoch diese Aenderung in an der Giessgrube auf Schwierigkeiten stossen sollte, könnte der Apparat auch innerhalb der Coquillenreihe gestellt werden, wie in Fig. 5 angedeutet, wobei man nur, um denselben nicht in einer Vertiefung laufen zu lassen, die innerhalb der Dammgrube schwer rein zu erhalten wäre, die Zahnstange vorne entsprechend abzubiegen hätte. Eine entsprechende Construction ist Tafel XVIII, Fig. 13, dargestellt. Das Lüften der Waage wäre dadurch noch einfacher gemacht. Die Zugstange wäre gerade unter das Wagengestell hinein zu verlängern und durch einen Hebel anzuziehen. Der Drehzapfen des Hebels wie auch die Führungen für die Zugstange sind dabei leicht an den festen Radachsen anzubringen.

Für das Bessemerwerk in Kladno haben wir nach Angabe des Hrn. Directors Jacuby eine Waage eingerichtet, die feststeht und die Bodenplatte der Coquille von zwei Seiten angreift, bei der also gewissermassen auf zwei Wagen gewogen wird, die sich schliesslich wieder zu einer vereinigen. Die feststehende Waage ist hier möglich, da die Giessgrube, oder richtiger der Giesskanal, derart angelegt ist, dass die Coquillen auf Wagen gefahren werden, dass die Pfanne beim Guss stehen bleibt und die Coquillen sich eine nach der anderen unter das Gussloch stellen.

In der durch den beistehenden Holzschnitt schematisch dargestellten Anordnung sind zwei Schienen als gewöhnliche Auflager für die Coquillenplatten mit der Plattform des Coquillenwagens fest verschraubt. Dadurch ist den Wageheben Raum geschaffen, die sich, wenn nicht gewogen wird, in der punktirten Stellung befinden, also bei Vorbewegung der Coquillenwagen die Bodenplatten über sich wegfahren lassen.

Soll gewogen werden, so stellt man den Wagenzug so ein, dass die entsprechende Coquille über die Waagehebel zu stehen kommt, wobei eine genaue Einstellung nicht nöthig ist, wenn nur die Schneiden genügend weit von einander abstehen.

Fig. 1



Nun wird durch einen Hahn Accumulatordruck unter den Plunger $x$ gebracht, derselbe hebt die Hauptschneide und zieht bei arretirtem Hebel $y$ die Zugstange $z$ an. Diese hebt den einarmigen Hebel $w$ und dadurch die auf denselben aufrückenden Hebel $u$; die Zugstangen $t$ werden angezogen, die Bodenplatte wird durch die Hebel $v$ von der Unterlage abgehoben und in die für das Wiegen nöthige schwebende Lage gebracht.

Damit glauben wir den Apparat hinreichend erklärt zu haben und wollen gleich auf die Manipulation des Wiegens selbst übergehen.

Vor dem Gusse ist es nöthig, das Gewicht der leeren Coquille zu wissen. Dies kann in verschiedener Weise erreicht werden: entweder dadurch, dass man die Coquillen einer Sorte von vornherein gleich und bestimmt schwer macht, indem man bei der Uebernahme die Verschiedenheiten in den Gewichten durch Aufziehen verschiedener und entsprechend schwerer Ringe ausgleicht, oder man schreibt das Gewicht jeder einzelnen Coquille deutlich genug auf diese selbst und wiegt sie von Zeit zu Zeit einmal nach, um allfällige Aenderungen daran zu bemerken.

Da das Laufgewicht auf die Marke gestellt wird, die dem fertigen Gewichte des zu giessenden Blockes sammt der Coquille entspricht, so ist der Hebel vor und während des Giessens in der herabgesenkenen Stellung; gegen Ende desselben fängt er an, langsam zu steigen, bis sich endlich die Wagezungen einstellen und so das Zeichen geben, dass der Block in gewünschtem Gewichte fertig gegossen ist.

Wir besorgten anfangs, dass der einfallende Strahl durch seine lebendige Kraft ein heftiges Schwanken des Wiegehebels verursachen könnte und so die Genauigkeit des Resultates schädigen würde. Diese Befürchtung zeigte sich indess als grundlos und überhaupt ging die Einführung dieses Verfahrens über

Digitized by Google

unsere Erwartung glatt von Statten; dabei war übrigens die gute Aufnahme nicht zu unterschätzen, welche es bei den Arbeitern fand, die froh waren, der Verdriesslichkeiten beim Giessen nach Marke und des Nachwiegens der heissen Blöcke enthoben zu sein.

Als Beweis dafür, dass diese Art zu wiegen, den Guss im Ganzen nicht verlangsamt, möchten wir anführen, dass wir hier aus einer Charge 20 bis 30 einfache Schienenblöcke abzugiessen haben, uns also keine Verzögerung erlauben dürften, da sonst das Gussloch unfehlbar einfrieren müsste; man mag daraus ersehen, dass diese Einführung in Werken, wo verhältnissmässig grosse Blöcke gegossen werden, ihrer geringeren Anzahl wegen um so leichter sein wird.

Im Stahlwerke Kladno wird seit Januar 1880 nur mehr während des Giessens gewogen und die Blöcke können, wie sie aus der Coquille kommen, direct auf den Wagen geworfen werden, der sie zum Walzwerke bringt.

Dieses Verfahren, welches mir in Deutschland, Oesterreich und Belgien patentirt ist, wird ganz besonders jenen Werken vortheilhaft sein, die sich in der angenehmen Lage befinden, ihre Blöcke in der ursprünglichen Hitze vom Bessemer- oder Martinwerke weg auswalzen zu können, wo man den Vortheil eines Blocklagers, wie oben bemerkt, nicht ausnützen kann und weiteres Nachwiegen der Blöcke in diesem Falle nicht nur einen Verlust an Zeit und Arbeit, sondern auch einen Verlust an Brennstoff bedeutet.

Wir haben mit Genugthuung gelesen, dass unter Anderen auch der jetzige Präsident des Steel and Iron Institute of England, Mr. Williams, in seiner Antrittsrede auf das dringende Bedürfniss nach einer besseren Methode, Blöcke in bestimmten Gewichten herzustellen, hingewiesen hat; der betreffende Passus seiner Rede lautet:

„In der Fabrikation von Ingots entstehen grosse Verluste und nutzlose Kosten durch die rohe Manier unseres Giessens. Der einzige Anhaltspunkt, den der Arbeiter dabei hat, ist eine Kreidemarke, nach der wohl kaum gearbeitet werden kann und die fortwährend variirende innere Capacität der Coquillen macht irgend etwas gleich Genauigkeit unmöglich. Das Resultat davon ist, dass die Ingots immer zu schwer gegossen werden und so werden Enden gemacht anstatt fertige Waare. Es sollte doch auf keine unüberwindliche Schwierigkeit stossen, mit Hülfe irgend eines Indicators zu erfahren, welche exacte Quantität Stahles bereits in die Coquille geflossen ist und so einen geschickten Arbeiter in die Lage zu setzen, Ingots von gewünschten Gewichten zu giessen. Könnte dies erreicht werden, so würde man damit eine bedeutende Oekonomie erzielen . . .“

Unser neues Wiegeverfahren wurde hier in Kladno von mehreren Fachgenossen in Ausübung gesehen und von Allen die schnelle und sichere Manipulation anerkannt; so hatten wir unter Anderen im April d. J. die Ehre, dasselbe der vom montanistischen Vereine für Steiermark und Kärnten entsandten Comission zu zeigen.

Kladno, im Mai 1880.

## Ueber die Abhängigkeit der Roheisen- und Walzeisenpreise von einander und über eine einfache Methode zu ihrer richtigen gegenseitigen Ermittelung bei der Production.

Von **Zander** in Schwientochlowitz.

Die Roheisen- und Walzeisenpreise werden im Allgemeinen unabhängig von einander durch den Markt bestimmt und es spielen beim Steigen und Fallen derselben alle möglichen und auch viele sonst als unmöglich gedachten Verhältnisse mit, die von der Speculation nicht nur allein entsprechend gewürdigt, sondern oft auch in der einen oder anderen Richtung potenzirt werden.

Der Producent, der vorsichtigerweise nicht speculiren soll, steht diesen auf dem grossen Markte sich vollziehenden Feststellungen wie einer nicht abzuändernden Thatsache gegenüber. Seine Aufgabe ist es, seine Production diesen Fluctuationen möglichst anzupassen und so zu operiren, dass er den für die Verzinsung seiner Anlagen und für seine Thätigkeit nöthigen Gewinn unter allen Umständen erreicht; er hat bei den vorkommenden, oft sehr bedeutenden Schwankungen mit immer wechselnden Zahlen zu rechnen. Bei dem bedeutenden Rückgange der Roheisen- und Walzeisenpreise im verflossenen Jahre wurden alle Walzeisen-Producenten darauf hingewiesen worden sein, ihre Selbstkostenberechnung beim Einkaufe von Roheisen und beim Verkaufe von Walzeisen mit besonderer Schärfe aufzustellen. So einfach dieses auch ist, so wird man mir zugeben, dass die Sache doch überaus umständlich und zeitraubend wird, wenn bei jeder einzelnen Offerte oder bei jedem Ankaufe die Rechnung für die Daten des einzelnen Falles speciell wiederholt werden muss. Ich glaube daher der Allgemeinheit auf diesem Gebiete zu dienen, wenn ich hier eine einfache Methode veröffentliche, die sich auch leicht auf jede andere Fabrikation, die mit den gewöhnlichen Summanden der Selbstkosten, mit Abbrand oder procentualischem Ausbringen etc. zu thun hat, anwenden lässt.

Ich habe im Folgenden als Beispiel ein, gewöhnliche Handelswaare fabricirendes Walzwerk im Auge, welches in der einen Hütte Halbproducte, in der anderen Fertigproducte erzeugt. Wir wollen nun mit $x$ in Mark pro Centner den stets wechselnden Walzeisenpreis und mit $y$, ebenfalls in Mark pro Centner, den Roheisenpreis bezeichnen und soll die Abhängigkeit beider näher untersucht werden. Dem Producenten sind die Zahlen, welche als einzelne Summanden die Selbstkosten bilden, also die Kosten für Kohlen, Löhne, allgemeine Kosten, Unterhaltung, Amortisation, abzüglich etwaiger Einnahmen für Schlacken, Zünder etc., genau bekannt. Diese Einzelkosten mögen mit $f_a$, $f_b$, $f_c$ u. s. w. bezeichnet und gleich $f_1$ bei der Halbproduct-Fabrikation gesetzt werden, so dass also

$$f_a + f_b + f_c + \ldots f_n = f_1,$$

$f_1$ also eine bekannte Zahl ist. Ist ferner bei der Halbproduct-Fabrikation $a_1$ der Abgang im Centnerbruchtheil, also z. B. $a_1 = 0{,}13$, so sind die Selbstkosten des Halbproductes sehr einfach

$$z_1 = \frac{y}{1-a_1} + f_a + f_b + f_c \ldots + f_n \quad \text{oder}$$

$$z_1 = \frac{y}{1-a_1} + f_1$$

und wenn man lediglich zur Abkürzung $1 - a_1 = n_1$ setzt,

$$z_1 = \frac{y}{n_1} + f_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1).$$

Digitized by Google

Erleidet nun das Halbproduct bei der Fertigfabrikation einen Abgang $a_2$ in demselben Sinne wie oben, so ist dann der Werth dieses Halbproductes

$$\frac{1}{1-a_2}\left(\frac{y}{n_1}+f_1\right),$$

oder wenn man wie oben $1-a_2=n_2$ setzt,

$$\frac{1}{n_2}\left(\frac{y}{n_1}+f_1\right).$$

Treten nun bei der Fertigproduction die aus ganz ähnlichen, aber anders bewertheten Summanden sich zusammensetzenden Fabrikationskosten

$$f_a+f_\beta+f_\gamma\ldots+f_\xi=f_2$$

hinzu, so sind die Selbstkosten des Fertigproductes

$$s_2=\frac{1}{n_2}\left(\frac{y}{n_1}+f_1\right)+f_2.$$

Giebt nun $p$ als Decimalbruch den Theil an, welchen die Selbstkosten vom Walzeisenpreise bilden sollen, ist also

$$s_2=px,$$

worin also $p$ ein Maass für den beanspruchten Gewinn ist, so besteht die Relation:

$$px=\frac{1}{n_2}\left(\frac{y}{n_1}+f_1\right)+f_2$$

als gesuchte Abhängigkeit zwischen den beiden Variablen $x$ (Walzeisenpreis) und $y$ (Roheisenpreis) und giebt diese Gleichung in Bezug auf $y$ aufgelöst:

$$y=n_1n_2px-n_1(f_1+n_2f_2) \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Wie nun aus Gleichung (1) für jeden Roheisenpreis der des Halbproductes leicht zu ermitteln ist, ebenso lässt sich aus Gleichung (2), da auf der rechten Seite der Gleichung alle Werthe ausser $x$ bekannt sind, für jeden beliebigen Walzeisenpreis der entsprechende Roheisenpreis berechnen, je nachdem man $p$ einen dem beanspruchten Gewinne entsprechenden Werth beilegt. Setzt man $p=1$, so bezeichnet $x$ naturgemäss den Selbstkostenpreis des Walzeisens für einen gegebenen Roheisenpreis $y$. Umgekehrt ist natürlich auch für die bekannten Fabrikationsdaten $n_1$, $n_2$, $f_1$ und $f_2$ der den Gewinn ergebende Werth

$$p=\frac{1}{x}\left(\frac{y}{n_1n_2}+\frac{f_1}{n_2}+f_2\right).$$

Der Gleichung (1) $s_1=\frac{y}{n_1}+f_1$ sieht man sofort an, dass sie die Form der geraden Linie im rechtwinkligen Coordinatensysteme hat, und man erkennt ebenso leicht, dass, wenn man in Gleichung (2) zur Abkürzung den Factor $n_1n_2p$ mit $A$ und den Summanden $n_1(f_1+n_2f_2)$ mit $B$ bezeichnet, die Gleichung die Gestalt

$$y=Ax+B,$$

also ebenfalls die einer geraden Linie annimmt. Das heisst aber, die ganze Rechnung lässt sich auf das Coordinatensystem übertragen und es lässt sich die ganze Abhängigkeit von $s_1$ und $y$ und von $x$ und $y$ durch zwei verschiedene gerade Linien darstellen, so dass für alle nur möglichen Werthe von $s_1$ und $x$ sich die entsprechenden für $y$ und umgekehrt, einfach ohne jede Rechnung auf den Coordinatenachsen abgreifen lassen. Die Lage dieser Linien ist sehr einfach bestimmt.

Setzt man in Gleichung (1) $s_1=0$, d. h. sucht man ihren Schnittpunkt mit der Ordinatenachse, so ist $y=-n_1f_1$, und setzt man $y=0$, sucht also den Schnittpunkt der Linie mit der Abscissenachse, so folgt $s_1=f_1$. Man findet somit die Selbstkostenlinie des Halbproductes, wenn man in beistehendem Holzschnitte, Fig. 1, den Werth $y$ von $A$ nach $C$ und den von $x$ von $A$ nach $D$ aufträgt und die Linie $CD$ zieht.

In ganz gleicher Weise ergiebt sich die Lage der Linie, welche der Gleichung (2) entspricht, wenn man in dieser Gleichung einmal $y=0$ und dann $x=0$ setzt. Man findet dann

$$y=-n_1(f_1+n_2f_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

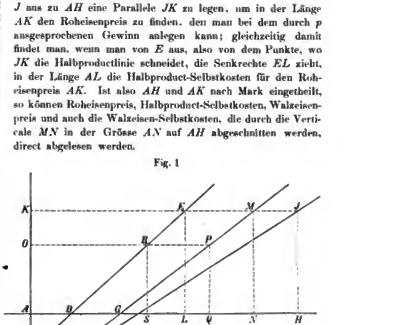
und

$$x=\frac{f_1+n_2f_2}{n_2p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Trägt man also wiederum den Werth $y$ von $A$ nach $F$ und den Werth $x$ von $A$ nach $G$ und zieht $FG$, so entspricht diese Linie der Gleichung (2).

Die Lage dieser beiden Linien, welche die Halbproductlinie und die Walzeisenlinie heissen mögen, ist also durch den Werth der Grössen $n_1$, $n_2$, $f_1$, $f_2$ und $p$ genau bestimmt; für den Werth $p=1$ wird die letztere Linie die Selbstkostenlinie des Walzeisens sein. Verschiedene Walzwerke werden also, je nachdem sie günstiger oder ungünstiger, ihren natürlichen Verhältnissen entsprechend, arbeiten, auch je ein Paar verschiedene, in ihrer Lage abweichende Linien aufweisen müssen und es werden sich diese Lagen, wenn auch nur unerheblich, nach den vorübergehenden Aenderungen der sie bestimmenden Werthe ändern. Für die jedesmal stattfindenden Betriebsconstellationen, die durch die Werthe $n_1$, $n_2$, $f_1$, $f_2$ und $p$ fixirt sind, hat man also nur nöthig, den gegebenen Walzeisenpreis auf der Abscissenachse von $A$ bis $H$ abzutragen, von $H$ aus eine Verticale $KJ$ zu ziehen und von $J$ aus zu $AH$ eine Parallele $JK$ zu legen, um in der Länge $AK$ den Roheisenpreis zu finden, den man bei dem durch $p$ ausgesprochenen Gewinn anlegen kann; gleichzeitig damit findet man, wenn man von $E$ aus, also von dem Punkte, wo $JK$ die Halbproductlinie schneidet, die Senkrechte $EL$ zieht, in der Länge $AL$ die Halbproduct-Selbstkosten für den Roheisenpreis $AK$. Ist also $AH$ und $AK$ nach Mark eingetheilt, so können Roheisenpreis, Halbproduct-Selbstkosten, Walzeisenpreis und auch die Walzeisen-Selbstkosten, die durch die Verticale $MN$ in der Grösse $AN$ auf $AH$ abgeschnitten werden, direct abgelesen werden.

Fig. 1




Aendert man seine Ansprüche je nach der Conjunctur und Beschäftigungslage in Bezug auf $p$, so ersehen wir, dass sich dann nur der Werth $x$ in Gleichung (4) ändert, $y$ dagegen in Gleichung (3) seinen Werth beibehält, weil dieses von $p$ ganz unabhängig ist. Es werden also für verschiedene Werthe von $p$, z. B. für $p=0{,}8$, $0{,}85$, $0{,}9$, $0{,}95$ und 1, entsprechend einem Gewinne von beziehungsweise 20, 15, 10, 5 und 0 pCt., verschiedene Linien resultiren, die alle, da sich $y$ nicht ändert, in $F$ ihren Ausgangspunkt haben und nur die Abscissenachse in verschiedenen Punkten schneiden, also verschieden zu derselben geneigt sind. Ist also z. B., wie schon

Digitized by Google

erwähnt, die Linie $FH$ diejenige, die dem Gewinne = 0 entspricht, also die Selbstkostenlinie des Walzeisens, so sind $AN$ die Walzeisen-Selbstkosten für den Roheisenpreis $AK$. Zieht man von einer beliebigen Stelle $O$ auf $AK$ die Horizontale $OP$, welche $FM$ in $P$ schneidet und fällt die Verticale $PQ$, so sind $AQ$ die Walzeisen-Selbstkosten, und zieht man noch $RS$, so sind auch $AS$ die Halbproduct-Selbstkosten für den beliebig angenommenen Roheisenpreis $AO$. Es lassen sich also auf diese Weise für alle nur anzunehmenden Roheisenpreise die entsprechenden Halbproductpreise, Walzeisen-Selbstkosten und Walzeisen-Verkaufspreise sofort ohne Rechnung direct ablesen. Dass dies auch für verschiedene Werthe von $p$, nachdem die entsprechenden Linien gezogen sind, der Fall ist, ist ohne Weiteres klar.

Der Werth dieser scheinbar rein theoretischen Untersuchung wird erst an einem bestimmten Zahlenbeispiele recht klar; es zeigt sich dann, in wie übersichtlicher Weise sich durch diese einfache Methode eine ganz unschätzbare Selbsterkenntniss über die Production unter gegebenen Bedingungen auf der Stelle ohne Rechnung herleiten lässt, wie dieses durch ein Zahlentableau niemals erreicht werden kann.

Nehmen wir ein Walzwerk an, welches mit einem ziemlich reinen Roheisen, dagegen mit etwas hohen Löhnen und auch mit theuerem Kohlen arbeitet, und es betrage beispielsweise der Abbrand bei der Halbproduct-Fabrikation 13 pCt., also $n_1 = 1 - 0{,}13 = 0{,}87$; der Abbrand bei der Walzeisen-Fabrikation sei 11 pCt., also $n_2 = 1 - 0{,}11 = 0{,}89$; sind ferner die oben definirten Fabrikationskosten für Halbproduct beispielsweise $f_1 = 1{,}1$ ℳ. in ähnlicher Weise $f_2 = 0{,}8$ ℳ. und beansprucht man einen Fabrikationsgewinn von 15 pCt., ist also $p = 0{,}85$, so ist nach Gleichung (1) für die Halbproduct-Selbstkostenlinie

$$y = -f_1 n_1 = 1{,}1 \cdot 0{,}87 = 0{,}957 \quad \text{und}$$
$$x = \quad f_1 \quad = 1{,}1$$

und nach Gleichung (3) und (4) für die Linie der Walzeisen-Selbstkosten, also für $p = 1$,

$$y = -0{,}87\,(1{,}1 + 0{,}89 \cdot 0{,}8) = -1{,}576 \quad \text{und}$$
$$x = \frac{1{,}1 + 0{,}89 \cdot 0{,}8}{0{,}87} = 2{,}036.$$

Demnach ist also die Länge $AC = 0{,}957$, $AD = 1{,}1$, $AF = 1{,}576$ und $AG = 2{,}036$ aufzutragen, wie dieses in dem unten dargestellten Tableau geschehen ist. Für die Linie, welche dem Walzeisen-Verkaufspreise bei 15 pCt. Gewinn entspricht, ist dann $y$ dasselbe, dagegen

$$x = \frac{1{,}1 + 0{,}89 \cdot 0{,}8}{0{,}85 \cdot 0{,}89} = 2{,}39,$$

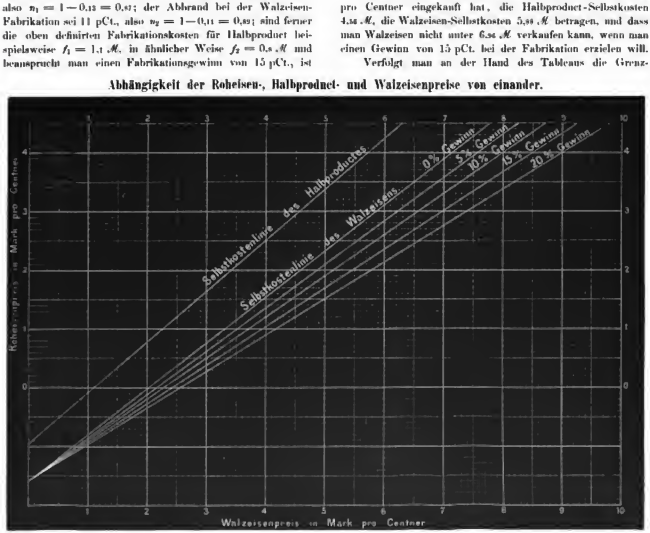
also dem entsprechend $FJ$ zu ziehen.

Sind nun für die verschiedenen Werthe von $p$ die entsprechenden Linien, wie auf dem Tableau geschehen, gezogen, so ersieht man aus diesem, dass z. B. (15 pCt. Gewinn angenommen) bei 8 ℳ Walzeisenpreis für Roheisen 3,68 ℳ, bei 9 ℳ Walzeisenpreis aber 4,36 ℳ gezahlt werden kann. Andere Werthe ergeben sich sofort, je nachdem man die übrigen Linien für 10 pCt. Gewinn etc. benutzt.

Umgekehrt sieht man, dass, wenn man Roheisen mit 3 ℳ pro Centner eingekauft hat, die Halbproduct-Selbstkosten 4,58 ℳ, die Walzeisen-Selbstkosten 5,98 ℳ betragen, und dass man Walzeisen nicht unter 6,88 ℳ verkaufen kann, wenn man einen Gewinn von 15 pCt. bei der Fabrikation erzielen will.

Verfolgt man an der Hand des Tableaus die Grenz-

**Abhängigkeit der Roheisen-, Halbproduct- und Walzeisenpreise von einander.**




Digitized by Google

werthe, so sieht man, was sich im vergangenen Jahre bei fast allen Walzwerken abgespielt hat, dass nämlich, als die Walzeisenpreise auf 10 ℳ pro 100ᵏᵍ, also 5 ℳ pro Centner, herabgegangen waren, diejenigen Werke, welche nicht über sehr billiges Roheisen zu verfügen hatten, keinen Gewinn haben erzielen und kaum ihre Amortisation haben decken können. Nach obigem Beispiele musste jenes fingirte Walzwerk, für welches ich die obigen Fabrikationsdaten beliebig angenommen habe, Roheisen mit 2,50 ℳ pro Centner kaufen, wenn es nur seine Selbstkosten decken wollte.

Ich hoffe, durch diese kleine Studie, die die gegenseitige Abhängigkeit der Roheisen- und Walzeisenpreise bei der Production ungemein klar stellt und schnell finden lässt, zur Klärung der gegenseitigen Feststellung für die Fabrikation beigetragen zu haben.

Schwientochlowitz, den 10. Mai 1880.

# Ueber Ammoniaksoda-Fabrikation.

Von **Louis Kaemmerer**, Chemiker, in Mannheim.

(Vorgetragen in der Versammlung des Mannheimer Bezirksvereines deutscher Ingenieure, am 6. November 1879.)

(Schluss von Seite 199.)

## Vergleich zwischen dem Leblanc-Soda-Processe und dem Ammoniak-Soda-Processe.

Es sei mir nun noch gestattet, als dritten Theil unseres Themas einen kurzen Vergleich zu ziehen, zwischen dem seit langer Zeit ausschliesslich befolgten Leblanc-Soda-Processe und dem Ammoniak-Soda-Processe.

Wenn man bedenkt, dass über ein halbes Jahrhundert Soda im Wesentlichen nach einer und derselben Methode — der Leblanc'schen — hergestellt wurde, ohne dass die vielen während dieses Zeitraums in Vorschlag gekommenen anderen Methoden auch nur im entferntesten der Leblanc-Soda hätten ernstliche Concurrenz machen können, so tritt die Wichtigkeit des Ammoniak-Soda-Processes in seiner jetzigen, vervollkommneten Gestalt um so mehr in den Vordergrund, denn die Ammoniak-Soda macht der Leblanc-Soda schon jetzt, wie wir Eingangs vernommen haben, bedeutende Concurrenz.

Nach allen maassgebenden Berichten kann heute constatirt werden, dass der Ammoniak-Soda-Process die Feuerprobe gut bestanden und dass die Versuchszeit vorüber ist, wenn auch noch Manches verbesserungsfähig ist. Dies erweist sich dadurch, dass in diesem Jahre wieder Patente auf Verbesserungen genommen worden sind. Noch vor wenigen Jahren hatte man ein gewisses Misstrauen gegen den neuen Process, bedingt durch die vielseitig erlangten schlechten Resultate, welche im Grossbetriebe erhalten worden waren. Solvay hat dieses Misstrauen nicht zum geringsten Theile beseitigt, und heute denkt man anders, als vor einigen Jahren. Dies beweist die immer grösser werdende Anzahl der Ammoniak-Soda-Fabriken und deren Production.

Um zum eigentlichen Leblanc-Soda-Processe zurück zu kommen und denselben bezüglich der Fabrikation mit dem neuen Processe vergleichen zu können, sei hier der Leblanc-Process selbst kurz angeführt. Derselbe besteht in:

1) Ueberführung von Kochsalz in schwefelsaures Natron, durch Erhitzen des ersteren mit Schwefelsäure;

2) Gewinnung der hierbei entstehenden Salzsäure;

3) Ueberführung des in 1) erhaltenen Natronsulfates in kohlensaures Natron (Rohsoda-Schmelze) durch Glühen des ersteren mit gemahlenen Kohlen und gemahlenem Kalkstein oder Kreide;

4) Gewinnung der eigentlichen Soda aus der Rohsodaschmelze durch Auslangen derselben mit Wasser, Eindampfen der Lösung, Reinigen, Calciniren etc. der so gewonnenen Soda, event. Umkrystallisiren derselben und wieder Calciniren, wenn es sich um ein reineres Product handelt.

Bei diesem Processe resultirt bei Operation 3) der bekannte Soda-Schlamm (Sodarückstände) als einziges, aber unter Umständen sehr lästiges Abfallproduct. Derselbe enthält sämmtlichen Schwefel, welcher in Form von Schwefelsäure in den Process hinein kam, während die in 2) gewonnene Salzsäure das Chlor des in den Process genommenen Kochsalzes grösstentheils enthält.

Den Schwefel des Sodaschlammes kann man theilweise wiedergewinnen, und geschieht dies auch von vielen Fabriken. Lange Zeit jedoch waren die Soda-Rückstände und sind es heute noch theilweise — in sanitärer Hinsicht — für die Nächstbetheiligten eine grosse Calamität, welcher durch die Schwefelregeneration nur theilweise abgeholfen ist.

In früheren Jahren war die in Operation 1) auftretende Salzsäure ebenfalls ein Grund zu unangenehmen Klagen und Auftritten, welche sich gegenwärtig fast ganz verloren haben, seitdem der Sodafabrikant die Salzsäure, seines eigenen Interesses wegen, vollständiger condensirt, da die Salzsäure ein werthvolles Verkaufs-Object bildet, während zu gewissen Zeiten solche in Flüsse entleert wurde oder theilweise auch in die Atmosphäre strömte.

Während also, wie wir gesehen haben, bei dem Leblanc-Processe als Nebenproduct Salzsäure entsteht (gegenwärtig als wichtiges Product) und schwefelhaltige Rückstände als Abfallproducte auftreten, erhält man dagegen beim Ammoniak-Soda-Processe keine Salzsäure, sondern nur ein Abfallproduct, das Chlorcalcium, welches alles Chlor des in den Process hineingenommenen Kochsalzes (Chlornatrium) enthält. Dasselbe resultirt in Wasser aufgelöst und wird als ganz unschädlicher Körper weglaufen gelassen.

Wir sind hiermit nun an dem wunden Punkte des Ammoniak-Soda-Processes angelangt, nämlich dem, dass hierbei keine Salzsäure producirt wird.

Aus dem Chlorcalcium lässt sich ja sehr wohl Salzsäure herstellen (Solvay hat auch zu diesem Zwecke darauf bezügliche Patente in den letzten Jahren genommen); aber der Cardinalpunkt ist der: Zu welchem Preise wird die Salzsäure hergestellt?

Solvay hatte schon auf der Pariser Weltausstellung aus Chlorcalcium erzeugte Salzsäure ausgestellt.*) Wenn man nun auch vor allen Versuchen und Bemühungen dieser Frage zu lösen grosse Achtung haben muss, so ist doch auch andererseits nicht zu verkennen, dass diese Frage keine so einfache ist, denn die Salzsäure ist Bedarfsartikel, wird es noch lange bleiben und spielt — namentlich gegenwärtig — in der Sodaindustrie, als ein Hauptfactor bei der Rentabilität der Sodafabrikation, eine grosse Rolle.

*) Jossinet, Bericht über die Pariser Weltausstellung 1878 in der Chem. Industrie 1878, 9, S. 299.



Digitized by Google

Man kann deshalb ruhig sagen, dass das dem Ammoniak-Soda-Process (seiner Zeit) gestellte Prognostikon: der Ammoniak-Soda-Process werde den Leblanc-Process vollständig verdrängen, sich vorläufig nicht erfüllen wird, wenigstens so lange sich nicht verwirklichen wird, so lange man nicht Salzsäure auf annähernd ebenso billige Weise bei diesem Processe erzeugt, wie bei dem Leblanc'schen Processe.

Man kann nun freilich hieraus sagen, die Ammoniak-Soda-Fabrikanten brauchen sich ja mit der Salzsäure-Fabrikation gar nicht zu befassen, sondern sollen sie Denjenigen überlassen, welche z. B. nur Natronsulfat oder Glaubersalz herstellen. Dies genügt jedoch nicht, denn die Production der bei diesen Fabrikationen entstehenden Salzsäure steht noch lange nicht in dem richtigen Verhältnisse zu der Grösse des Salzsäure-Consums. Letzterer übersteigt erstere ganz bedeutend.

Es müsste dann auf andere Weise Salzsäure hergestellt werden, z. B. aus natürlich vorkommenden, leicht zersetzbaren Chloriden, z. B. Chlormagnesium, welches in den Staassfurter Salzdistrikten massenhaft zu haben ist. (Bereits sind diesbezügliche Patente schon angemeldet.)

Auch Solvay hat den Aetzkalk bei seinem Processe durch Magnesia substituirt, um schliesslich statt Chlorcalcium Chlormagnesium zu erhalten, welches letztere bekanntlich leichter in Salzsäure (und Magnesia) zersetzt werden kann als Chlorcalcium.

Dagegen ist freilich Magnesia noch theurer wie Kalk.

Es muss jedoch auch mit der Zersetzung des Chlormagnesium seine Schwierigkeiten haben*) (nämlich dasselbe in der Glühhitze mit Wasserdampf zu behandeln), sonst würde sich dieser Weg wohl schon rascher Eingang verschafft haben. Bekannt ist ja, dass pneumatische Processe (und ein solcher ist ja doch der eben angeführte) sich häufig für Massenproduction nicht eignen, überhaupt schwer zu leitende Operationen sind, namentlich aber sehr viel Zeit zu ihrem Verlaufe brauchen. Wahrscheinlicher ist, dass beide Processe, der Leblanc'sche und der Ammoniak-Process, sich vor der Hand in die Soda-Production theilen werden, weil durch Verbreitung des Ammoniak-Processes die Salzsäure-Production sich verringert, der Preis derselben in Folge dessen steigt und den Leblanc-Soda-Fabriken gestattet, die Soda billiger in den Handel zu geben, um dafür diesen Ausfall an der Salzsäure wieder einzubringen. Auf diese Weise wird es möglich, der etwa billiger auf den Markt kommenden Ammoniak-Soda das Gegengewicht zu halten. Wir sehen also hier, dass der Ausbreitung des Ammoniak-Processes bis zu einer gewissen Grenze ein Ziel gesetzt ist.

Anders, wenn das Chlorcalcium auf billige Weise in Salzsäure zersetzt wird, vielleicht durch Behandeln desselben mit schwefliger Säure, Wasserdampf und Luft, ähnlich wie beim Hargreaves'schen Natronsulfat-Processe,**) oder wenn Salzsäure anderweitig billig hergestellt wird.

Der Ammoniak-Soda-Process hat auf der andern Seite aber wieder Vortheile gegenüber dem Leblanc-Processe voraus.

So wird z. B. ein gegebenes Quantum Kochsalz viel rascher in Soda übergeführt und verkäuflich, als wie beim alten Processe, und in sanitärer Hinsicht lässt der Process kaum etwas zu wünschen übrig, denn es resultiren hierbei, wie oben erwähnt, keine lästigen Abfallstoffe. Dies ist wohl werth, berücksichtigt zu werden.

Auch bezüglich der Herstellung von caustischem Natron hat der Leblanc-Soda-Process dem Ammoniak-Processe etwas voraus.

Während beim ersteren von vornherein eine Sodaschmelze resp. Rohsodalauge direct hergestellt werden kann, welche schon sehr grosse Mengen Aetznatron enthält, resultirt beim Ammoniak-Soda-Processe immer nur wirkliches kohlensaures Natron, frei von caustischem Natron, und zur Herstellung von Aetznatron muss dann unter grösseren Kosten das kohlensaure Natron in caustisches Natron übergeführt werden.

Dies gilt auch für Herstellung derjenigen Soda-Sorten, welche für den Handel gewisse wechselnde Mengen von Aetznatron enthalten müssen. Auch in Bezug auf Herstellung von Krystall-Soda dürfte das alte Verfahren von dem neuen Verfahren nicht überflügelt sein, und die Krystall-Soda bildet einen sehr wichtigen Factor in der Sodabranche.*)

Dagegen soll die Qualität der Ammoniak-Soda eine vorzügliche sein, wenigstens in chemischer Hinsicht; dafür soll aber die physikalische Eigenschaft manches zu wünschen übrig gelassen haben; namentlich war es die zu lockere Beschaffenheit der Ammoniak-Soda, welche der Anwendung derselben in manchen Industriezweigen, namentlich bei Glüh- und Schmelzprocessen, im Wege stand, jetzt aber durch Solvay's rastloses Bemühen gehoben ist, indem derselbe die Ammoniak-Soda so weit erhitzt, bis dieselbe sintert. Auf diese Weise erhält die Soda eine dichtere Beschaffenheit.

Aber auch die Leblanc-Soda tritt gegenwärtig in solcher Qualität auf, dass sie darin der Ammoniak-Soda nicht nachsteht. Durch Verbesserungen beim alten Soda-Processe, z. B. durch das Pechiney-Verfahren, die Cyanide in der Rohsoda zu zerstören, und durch andere Verfahren ist man dahin gelangt, allen gestellten Anforderungen entsprechen zu können. Auch die drohende Concurrenz der Ammoniak-Soda dürfte einen Anstoss gegeben haben, bessere Qualitäten herzustellen, überhaupt das Möglichste mit dem alten Processe zu leisten.

Ebenso ist durch den neuen Schaffner-Helbig'schen Schwefelregenerationsprocess,**) wenn derselbe sich allseitig Eingang verschafft, die so lästige Frage der Unschädlichmachung der Sodarückstände gelöst. Sollte sich dies im vollsten Sinne verwirklichen, dann dürfte dies als eine der Hauptstützen der künftigen Existenz des Leblanc-Processes zu betrachten sein.

## Kostenpunkt des Ammoniak-Soda-Verfahrens.

Die in die Oeffentlichkeit gekommenen Berichte hierüber sind sehr verschieden, was sowohl das Anlagecapital als wie die Betriebskosten betrifft. Jedenfalls sind solche Angaben aus diesem Grunde mit Vorsicht aufzunehmen, wenn man mit denselben Calculationen anstellen wollte. Eine der ausführlichsten Kostenberechnungen giebt die Firma Wegelin & Hübner in Halle a/S., und verweise ich hier auf literarische Quellen.***) Um einen, wenn auch nur geringen Anhaltspunkt in dieser Richtung zu haben, will ich dennoch einige diesbezügliche Zahlen anführen, welche mir von gut informirter Seite zugegangen sind.

Nach Solvay soll die Anlage 40000 Frcs. für täglich zu fabricirende 1000 kg Ammoniak-Soda kosten. Nach einer anderen anthentischen Information belaufen sich die wirklichen

*) Versuche in dieser Richtung bestätigen dies; s. Wagner's Jahr.-Bericht 1878.

**) Chlornatrium wird mit schwefliger Säure, Luft und Wasserdampf in der Glühhitze behandelt. Es entsteht Salzsäure und schwefels. Natron. In England im Grossen in Betrieb.

*) Lunge (Dingl. Polyt. Journal 1879, Bd. 231, S. 156 ff.) spricht sich hierüber sehr eingehend aus.

**) Chem. Industrie 1879, No. 1. Beschreibung des Verfahrens nebst Zeichnungen.

***) Chemiker-Zeitung 1878, No. 10.

Digitized by Google

Kosten incl. Grund und Boden auf 60000 Frcs., welches weit höher ist als eine Leblanc-Sodafabrik (incl. der hierzu nöthigen Schwefelsäureanlage) von derselben Productionsfähigkeit.

Was den Kostenpunkt der Ammoniak-Soda selbst betrifft, soll Solvay für 1000$^{kg}$ Soda von 90—92° Decroiville (= 97,34 pCt. bis 99,51 pCt. kohlensaures Natron) für das Jahr 1874 und für Südfrankreich 180,34 Frcs., excl. Patentgebühren (30 Frcs.), also Frcs. 210,34 berechnen.

Einen sehr wichtigen Factor bei der Ammoniak-Soda-Fabrikation bildet das Ammoniak. Trotzdem solches immer wieder regenerirt wird, sind doch, namentlich weil Ammoniak sehr flüchtig ist, Verluste unvermeidlich und repräsentirt dieser Verlust eine unter Umständen grosse Summe, da die Ammoniaksalze sehr theuer sind (100$^{kg}$ schwefelsaures Ammoniak ca. 40—50 ℳ).

Den Verlust an Ammoniak möglichst zu reduciren, ist eine der Hauptaufgaben der Ammoniaksoda-Fabrikanten. Auch in dieser Hinsicht, also über den Ammoniak-Verlust, sind die Angaben sehr verschieden.*) Für obige Calculation von 1874 setzt Solvay den Verlust für 1000$^{kg}$ Soda auf

87,3$^{kg}$ schwefelsaures Ammoniak

und will neuerdings auf 34—40$^{kg}$ gekommen sein; das wären also 8,3 pCt. bis herunter auf 4—3,4 pCt. Auch hierüber liegt mir von bestinformirter Seite vor, dass als die möglich niederste Grenze der Verlust von 4,0 pCt. schwefelsaurem Ammoniak anzunehmen sei; sicherer sei, 5,0 pCt. zu rechnen.

Wenn man das Eingangs erwähnte Quantum Soda von 850000 Ctr. zu Grunde legt, ergiebt dies (zu 5 pCt. Verlust gerechnet) 42500 Ctr. schwefelsaures Ammoniak, also (20 ℳ pro Ctr.) 850000 ℳ Verlust.

Auch dürfte die Beschaffung des nöthigen Quantums Ammoniak (sollte der Leblanc-Process ganz verdrängt werden) seine grosse Schwierigkeit haben, da die Production der Ammoniaksalze bis jetzt noch eine beschränkte ist. Fast über 90 pCt. desselben wird bei der Destillation von Steinkohlen gewonnen. Dies bildet einen weiteren Grund für die Behauptung, dass der Ammoniak-Process den Leblanc-Process nicht so leicht verdrängen wird, um so mehr, als die Ammoniaksalze noch andere belangreiche Verwendung haben, welche man nicht so leicht aufgeben wird, z. B. in der Düngerbranche, welche ganz bedeutende Quantitäten consumirt.

Da man bei dem neuen Verfahren Salzlösung, also natürliche Soole, anwenden kann, so ist natürlicher Weise, bei sonst gleichen Verhältnissen, dort der beste Ort zur Anlage einer rentablen Ammoniak-Soda-Fabrik, wo man die Salzsoole oder Salz direct haben kann. Wir sehen auch in der That die meisten bis jetzt angelegten derartigen Fabriken bei Salzlagern etablirt, so in

1) Varangéville in Elsass-Lothringen;
2) Northwich, England (verarbeitet gereinigtes Kochsalz nach Solvay's Process);
3) Heilbronn-Württemberg;

wiewohl anderweitig auch da Fabriken errichtet werden, wo man Salz nicht direct haben kann, z. B. in

1) Couillet bei Brüssel (bezieht Salz von England);
2) Duisburg a/Rh. (bezieht Salz von Württemberg).

Fassen wir schliesslich unser Urtheil zusammen, so müssen wir sagen, dass die Ammoniak-Soda-Fabrikation schon sehr festen Fuss gefasst hat, namentlich in Deutschland und Frankreich, und bildet diese Thatsache einen Factor, mit welchem die Soda-Fabrikanten zu rechnen haben werden.

*) K. List, Zeitschrift des Vereines deutsch. Ing. XVIII, S. 141, ebenso Wegelin & Hübner, Chemiker-Zeitung 1878, 10.

Auch England, das eigentliche Mutterland der Soda-Industrie, wird sich früher oder später mit seiner alten Methode in einen bestimmten Rahmen einschränken müssen. Um so auffallender erscheint deshalb auch die Thatsache, dass in England bis zum Jahre 1878 doch nur eine Firma (Brunner & Mond in Northwich) existirte, welche den Ammoniak-Process nach Solvay's Verfahren adoptirt und betreibt. Jedenfalls werden etwa neuzugründende Soda-Fabriken noch dem neuen Verfahren disponirt, und dürfte der Umstand, dass gegenwärtig überhaupt nicht die Zeit war Soda-Fabriken zu errichten, mit der Grund sein, dass namentlich in England noch nicht mehr Ammoniak-Soda-Fabriken errichtet worden sind. Anders, wenn die Conjuncturen für Soda sich bessern.

Grosse Soda-Fabriken werden sich auch nicht so leicht entschliessen können, ihre nach der alten Methode eingerichteten Fabriken aufzugeben und umzumodeln.

Da sich beide Soda-Sorten, also die Leblanc- und die Ammoniak-Soda, in Qualität gleich bleiben, für einzelne Industrie-Zweige, z. B. in der Ultramarin-Fabrikation, die Leblanc-Soda unter Umständen der Ammoniak-Soda vorgezogen wird, so wird es sich jetzt schliesslich nur darum handeln, welche Sorte bei gleicher Qualität die billigste ist.

Die Preise sollen sich gegenwärtig gleich hoch stellen.

Für Deutschland dürfte auch der erhöhte Einfuhrzoll von Einfluss auf die Concurrenz ausländischer Ammoniak-Soda sein und wird dies unseren Leblanc-Soda-Fabriken zu Gute kommen.

## Analysen von Soda.

Ich lasse hier einige Analysen von Ammoniak-Soda folgen, ebenso eine solche von Leblanc-Soda aus neuester Zeit.

| | 100 Theile enthalten: | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | I | II | III | IV | V |
| Kohlensaures Natron | 98,30 | 95,65 | 99,43 | 98,92 | 98,78 | 99,462 |
| Chlornatrium . . | 0,19 | 3,32 | 0,21 | 0,21 | 0,54 | 0,300 |
| Schwefelsaur. Natron | 0,70 | 0,31 | — | 0,08 | 0,20 | — |
| Eisenoxyd, Thonerde unlösl. Rückstand | 0,25 | 0,07 | 0,0013 | 0,06 | 0,10 | 0,025 |
| Wasser . . . . | 0,70 | 0,55 | 0,31 | 0,73 | 0,32 | 0,290 |
| Kieselsäure und Kohlenstoff . . | — | — | 0,04 | — | — | 0,020 |
| Kohlensaurer Kalk | — | — | Spuren | — | 0,13 | 0,071 |
| Kohlensaure Magnesia | — | — | — | — | 0,04 | 0,132 |
| | 99,95 | 99,80 | 99,9913 | 100,00 | 100,05 | 99,990 |

Colonne 0: Leblanc-Soda einer Süddeutschen Fabrik.
„ I: A.-Soda. von R. Wagner 1875 untersucht.
„ II: Solvay-Soda v. Couillet, Belgien. Deutsche Industrie-Zeitung 1876, S. 253.
„ III: Soda von Schulke in Westfalen. Dieselbe ist nach einem besonderen Verfahren hergestellt. (Siehe Wagner's Jahresbericht 1876.)
„ IV: Englische Ammoniak-Soda von Pattinson untersucht 1875. Wagner's Jahresbericht 1876.
„ V: Solvay-Soda. Nach dessen Broschüre „Die Anwendung der Solvay-Soday". 1878.

## Neuere Literatur über Ammoniak-Soda.

1) Wagner's Jahrbericht 1875, 1876, 1877, 1878.
2) A. W. Hofmann, Bericht über d. Entwickelung d. Chem. Industrie während des letzten Jahrzehntes. 1875. 1. Hälfte.
3) G. Lunge. Dingler's polyt. Journal 1879, Bd. 231.
4) G. Lunge. Ueber A.-Soda. Chemiker-Zeitung 1878, No. 2 u. 5. Derselbe in derselben Zeitschrift 1878, No. 7 u. 8.
5) G. Lunge. Die Soda-Industrie. 1879.



Digitized by Google

6) Dr. Deite, Bericht über d. Chem. Industrie auf d. Pariser Ausstellung. Hierbei über Ammoniak-Soda. Chemikerzeitung No. 49, 1878.
7) Solvay, Verfahren zur Gewinnung v. Chlor u. Salzsäure aus Chlorcalcium n. s. w. Chemikerzeitung No. 50, S. 532. 1878.
8) Pollacsek über Ammoniak-Soda. Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 87.
9) Chemikerzeitung 1878, verschiedene Abhandlungen S. 9, 34, 51, 58, 59, 75, 105, 308.
10) Dieselbe Zeitschrift, S. 172, 1878. Soda-Industrie in Amerika.
11) Th. Schmidt, Ueber Ammoniak-Soda. Chemikerzeitung 1878, S. 495.
12) Ueber Kostenberechnungen für Anlage und Betrieb von Ammoniak-Soda-Fabriken. Chemikerzeitung 1878, No. 10.
13) M. Honigmann, Entgegnung auf G. Lunge's Aufsatz über Ammoniak-Soda (in No. 8 d. Chemikerzeitung 1878). Dieselbe Zeitschrift 1878, No. 13.
14) Ueber Ammoniak-Soda, auch vollständige Analyse solcher. Chemikerzeitung No. 32 und No. 46, 1878.
15) R. Hasenclever, Ueber die deutsche Soda-Fabrikation im Jahre 1878. Chemische Industrie 1878, Heft 6, S. 188.
16) Unger, Leipzig. Verfahren und Apparate zur Gewinnung von Soda mittelst Ammoniak. Chemische Industrie 1878, No. 11, S. 363.
17) Fürstenau, Die A.-Soda in der Ultramarinfabrikation. Chemikerzeitung, No. 32. 1879.
18) Th. Schmidt, Ausführliche Beschreibung der nöthigen Apparate für seine Systeme. Soda zu machen. Chemikerzeitung 1878, No. 47, S. 495.
19) Ammoniaksoda nach de Grouslilliers. Wagner's Jahr.-Ber. 1875, S. 376.
20) R. Wagner, Ausführl. Mittheilungen über A.-Soda-Fabrikationen; in seinem Jahr.-Ber. 1876, S. 331 und Dingl. polyt. Journal Bd. 222, S. 77—83.
21) E. Solvay, Patent über Gewinnung von Salzsäure aus Chlorcalcium. Chemische Industrie 1878, No. 3, S. 87.
22) Jossinet in seinem Bericht über d. Pariser Ausstellung (über Ammoniak-Soda), statistische Zahlen und Import.
23) Derselbe, Aeusserungen über den Solvay-Process. Chem. Industrie 1878, No. 10, S. 324.
24) Th. Schmidt, Ueber Production v. A.-Soda. Chem. Industrie 1878, No. 11, S. 364.
25) Debatte über Soda-Zölle n. s. w. Referent R. Hasenclever. Hierbei sind Aeusserungen über Ammoniak-Soda. Chem. Industrie 1879, No. 4.
26) E. Solvay's Neuerungen und Apparate zur Herstellung von Ammoniak-Soda. Ausführl. in der Chem. Industrie 1878, Heft 7 und 8.
27) Ueber die Ammoniak-Soda-Fabrik in Kasan (Russland) von H. Grüneberg. Wagner's Jahr.-Ber. 1878, S. 367. Ebendaselbst ausführliche Literatur in geschichtlicher Hinsicht, sowie Kostenberechnung v. Wegelin & Hübner in Halle a/S.
28) Die Anwendung der Solvay-Soda in den verschiedenen Industrie-Zweigen. Broschüre v. Solvay & Co. Nancy. Imprimerie Berger-Levrault & Co. 1878.
29) Le Procédé Solvay et l'Usine française de la Société Solvay & Co. Exposition universelle de Paris 1878.
30) O. Ilgen, Die Anwendung der Solvay-Soda in der Ultramarin-Fabrikation. Dingl. polyt. Journal Bd. 232, S. 177.

# Referate.

## Hebemaschinen.

**Hebewerk für stückförmige Körper.** No. 2 der Deutschen Industrie-Zeitung vom 14. Jan. 1880 enthält S. 13 eine durch Zeichnung in sehr kleinem Maassstabe veranschaulichte, daselbst schon 1879, No. 28, S. 285 erwähnte Vorrichtung zum Heben von Körpern in Stücken verschiedener, unregelmässiger, aber begrenzter Grösse.

Die Vorrichtung ist ein Paternosterwerk, welches die continuirliche Förderung unregelmässiger Stücke durch besondere Einrichtungen ermöglicht, da bekanntlich mit Becherwerken, zu welchen auch die Baggerwerke zu rechnen sind, nur Flüssigkeiten oder Massen von gleichmässiger, geringer Korngrösse gefördert werden können. Die Fördergefässe bilden muldenförmige Doppelrechen, deren Zinken auf der Lastseite nach oben gerichtet sind. Um bei einseitiger Belastung ein Kippen des Rechens zu verhindern und doch die Gelenkbewegung auf dem oberen und unteren Kettenscheibenpaare zu ermöglichen, muss der Mittelgrat des Rechens mit den durch ihn verbundenen Kettengliedern ein festes System bilden.

Zur Be- und Entladung sind ebene Rechenrahmen, welche das Negativ oder das Umgekehrte der Förderrechen des Grundriasses bilden, so befestigt, dass sie letztere durchpassiren lassen. Der Aufgaberahmen liegt horizontal, der obere Ausschütterahmen so geneigt, dass die vom Förderrechen auf ihn ausgeschütteten Stücke schon abgeglitten sind, ehe das Passiren des Rechens eintritt. Dem unteren Zinkenrahmen wird das Fördergut durch eine geneigte Ebene zugeführt.

Die Civil-Ingenieure Th. Kaden & A. Einenkel in Chemnitz haben auf dieses Hebewerk Patent in Deutschland und Oesterreich-Ungarn erhalten. Dasselbe ist besonders mehrfach zum Füllen von Eishäusern mit Erfolg ausgeführt worden. Erfahrungsmässig können durch dasselbe stündlich 500 bis 600 Ctr. Eis auf jede beliebige Höhe gefördert werden. Wesentlich bei der ganzen Einrichtung und die Grösse des möglichen Förderquantums begünstigend ist der Umstand, dass das Werk mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt werden und dass die Beschickung des Aufgeberostes continuirlich stattfinden kann, ohne dass die Abnrbeperioden der Förderschalen beachtet zu werden brauchen, welcher Vortheil bei Förderung mittelst Fahrstühlen nicht stattfindet.

Zweckmässig dürfte diese Hebevorrichtung in Rübenzuckerfabriken, Kartoffelstärkefabriken u. dergl. zur Förderung des Rohmateriales sein. Empfohlen wird sie auch für an der Sohle nicht oder nur schwer zu befahrende Steinbrüche, aus denen nicht aussergewöhnlich grosse Stücke zu fördern sind. Wichtig würde ihre Anwendung zum schnellen und bequemen Ausladen von stückförmigen Rohmaterialien aus Schiffen sein. Um in dieser Richtung Erfolge zu erzielen, müsste der patentirten Hebevorrichtung noch ein zweckentsprechender Zu- und Wegführungsmechanismus hinzugefügt werden. A. K.

## Apparate zum Reguliren, Messen und Wägen.

**Die Anwendung des Planimeters im Schiffbau.** Bei der Berechnung des sogenannten Deplacements, d. h. des durch ein Schiff verdrängten Wasserraumes, sowie bei der Stabilitätsberechnung von Schiffen lässt sich das Amsler'sche Polarplanimeter, welches bekanntlich auf anderen Gebieten schon längere Zeit allgemein eingeführt ist, mit entschiedenem Vortheil verwenden. Aus den Schiffslinienzeichnungen werden bisher die Spanten- und Wasserlinien-Tabellen ausgeschrieben und mit Hülfe derselben nach der Simpson'schen Regel das Deplacement bestimmt. Dieselben Tabellen dienten gleichzeitig zur Berechnung der verschiedenen Momente, deren Ermittelung zum Nachweise der Stabilität eines Schiffes erforderlich ist. Dass alle Aufgaben, zu deren Lösung die Simpson'sche Regel dienen kann, auch mit dem Planimeter zu lösen sind, ist für jeden, der das Instrument kennt, ohne

Digitized by Google

Weiteres selbstverständlich und es könnte höchstens die Frage gestellt werden, welche Methode bequemer, kürzer und zuverlässiger ist. Weniger naheliegend ist es, dass auch Momente beliebigen Grades von Flächen, bezogen auf bestimmte Achsen, durch ein gewöhnliches Polarplanimeter*) unter Ausführung einer einfachen Hülfsconstruction ermittelt werden können. Hierdurch erst wird die zeitraubende Ausschreibung der erwähnten Ordinaten-Tabellen nach den Schiffslinien entbehrlich und deshalb gewinnt das Planimeter erst durch die letztere, anscheinend noch nicht bekannte Möglichkeit für den Schiffbau wirklichen Werth.

Das Verfahren lässt sich leicht allgemein übersehen. Eine Fläche, zu deren Inhaltsbestimmung das Planimeter direct zu brauchen ist, ergiebt sich rechnerisch bekanntlich aus der Form $A = \int y\,dx$, während ein statisches Moment bezogen auf die Y-Achse unter der Form $M_1 = \int xy\,dx$, ein Trägheitsmoment unter der Form $M_2 = \int x^2 y\,dx$ erscheint.

Bringt man nun den allgemeinen Ausdruck für ein Moment $n^{ter}$ Ordnung $M_n = \int x^n y\,dx$ auf die Form

$$M_n = a^n \int \frac{x^n}{a^n} y\,dx,$$

wobei $a$ eine beliebige constante Strecke ist und setzt $\frac{x^n y}{a^n} = z$, so erhält man

$$\frac{M_n}{a^n} = \int z\,dx,$$

d. h. den Ausdruck für eine Fläche. Ist man nun im Stande, für die verschiedenen Ordinaten $y$ die linearen Ausdrücke $z = \frac{x^n y}{a^n}$ zu construiren und auf den betreffenden $y$ abzutragen, so erhält man eine Fläche, deren Inhalt mit $a^n$ multiplicirt den gesuchten Werth $M_n$ ergeben muss.

Ist $z = \frac{xy}{a}$, entsprechend einem statischen Moment, so folgt $z$ aus der Proportion

$$z : y = x : a,$$

kann also, wenn $y$, $x$ und $a$ bekannt sind, mit Hülfe ähnlicher Dreiecke leicht bestimmt werden. Wäre z. B. Fig. 1 das statische Moment der Fläche $APBO$, bezogen auf die Y-Achse zu bestimmen, so ist, wenn in der beliebigen Entfernung $a$ von der Y-Achse die Linie $MM$ gezogen wird, das dem Punkte $P$ entsprechende $z$ sofort zu finden, wenn man $P$ auf $MM$ und auf die X-Achse projicirt und $M_1$ mit $O$ verbindet.

*) Es giebt bekanntlich auch sogenannte Momentenplanimeter; von diesen ziemlich complicirten Instrumenten ist jedoch hier nicht die Rede.

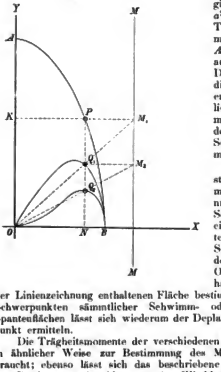
Dann ist

$$Q_1 N : PN = KP : KM_1 \quad \text{oder}$$
$$Q_1 N : y = x : a,$$

mithin $Q_1 N = z$. Bestimmt man nun für sämmtliche Punkte der Curve $APB$ entsprechende Punkte $Q_1$, so ergiebt sich die neue Curve $OQ_1 B$, welche, mit dem Planimeter umfahren und mit $a$ multiplicirt, das statische Moment der Fläche $APBO$, bezogen auf die Y-Achse ergiebt.

Durch den Linienzug $Q_1 M_2 Q_2 O$ wird $z$ abermals mit $\frac{x}{a}$ multiplicirt, mithin ist $Q_2 N = \frac{x^2}{a^2} y$. Der Flächeninhalt

Fig. 1




der Curve $OQ_2 B$ giebt daher mit $a^2$ multiplicirt das Trägheitsmoment der Fläche $APBO$ bezogen auf die Y-Achse. Durch Fortsetzung dieses Verfahrens ergeben sich beliebige höhere Momente, doch werden dieselben im Schiffbau nicht mehr gebraucht.

Mit Hülfe der statischen Momente lassen sich nun sofort die Schwerpunkte der einzelnen Spantenflächen und Schwimmflächen, der Deckfläche, der Oberfläche, überhaupt jeder in der Linienzeichnung enthaltenen Fläche bestimmen. Aus den Schwerpunkten sämmtlicher Schwimm- oder sämmtlicher Spantenflächen lässt sich wiederum der Deplacements-Schwerpunkt ermitteln.

Die Trägheitsmomente der verschiedenen Schnitte werden in ähnlicher Weise zur Bestimmung des Metacentrums gebraucht; ebenso lässt sich das beschriebene Verfahren auch zur Bestimmung der Momente des Winddruckes gegen die Segel verwenden.

Eingehende Angaben über alle diese verschiedenen Verwendungen des Planimeters im Schiffbau enthält unsere Quelle, ein Aufsatz von E. Dietze im „Civilingenieur", XXV. Band, 4. und 5. Heft. K. B.

# Kleinere Mittheilungen.

## Ueber die Fabrikation der rohen, schwarzen Schraubenmuttern.

Von Rud. Lorenz, Ingenieur, in Augsburg.

(Vorgetragen in der Versammlung des bayerischen Bezirksvereines in Augsburg, am 13. Februar 1880.)

Die von Hand geschmiedeten Schraubenmuttern sind schon lange ein Handelsartikel. In den eisen- und kohlenreichen Gegenden finden wir diese Fabrikation vielfach als Hausindustrie; so in Westfalen, Schlesien, Sachsen und in Elsass-Lothringen. Jene kleinen Fabrikanten arbeiten meistens auf bestimmte Bestellungen von Grossisten; oft liefern auch Letztere Kohlen und Eisen, um unter Vergütung des Arbeitslohnes und des Abbrandes ein entsprechendes Gewicht Muttern zurückzuverlangen. Die kleinen Schraubenmuttern bis $^1/_2$" engl. werden unter einer Hand geschmiedet, d. h. ein Arbeiter fertigt die Muttern ohne jegliche Hülfe, während bei den grösseren Muttern ausser dem Schmiede ein oft auch zwei Zuschläger erforderlich sind. Der Abfall beim Mutternschmieden ist ausser dem nicht zu vermeidenden Abbrande ein geringer; er ist bei der einfachen Hand-Schmiederei ein grösserer, als bei der unter zwei Händen, da im ersteren Falle zur Lochbildung ein Putzen vollständig herausgeschlagen wird, während im letzteren Falle das Loch durch Auftreiben erzeugt wird; hier muss das Eisen ein sehr schniges, zähes sein.

Die tägliche Production eines Arbeiters richtet sich natürlich nach der Grösse der Muttern und nach der Geschicklichkeit des Arbeiters; unter einer Hand können 800 bis 900 Stück vier- oder sechskantiger Muttern $^3/_8$" engl., unter zwei Händen ungefähr ebenso viele $^5/_8$zöllige Muttern geschmiedet werden. Für 100 Stück $^3/_8$zöllige Muttern wird etwa 60 ₰, für 100 Stück $^5/_8$zöllige 1.12 ℳ bezahlt. Schmied und Zuschläger theilen meistens ihren Verdienst.

Für den schnell wachsenden Bedarf an Muttern genügte natürlich obige Production nicht; es lag daher nahe, die Fabrikation durch automatisch wirkende Maschinen vorzunehmen. Fast alle Constructeure solcher Maschinen benutzten das Verfahren, die Muttern einzeln aus einer der Schlüsselweite und Höhe der zu erzeugenden Muttern entsprechenden Eisenstange im rothglühenden Zustande mittelst Stempelwerke

Digitized by Google

abzustechen; dass hierbei der Eisenverlust ein sehr grosser sein muss, etwa 40 bis 50 pCt., lehrt nebenstehende Skizze,

denn sämmtliche schraffirten Theile kommen hierbei in Abfall. Um diesen Eisenverlust theilweise, ja fast ganz zu vermeiden, sind die verschiedensten Wege eingeschlagen worden; ich werde diese bei Beschreibung der einzelnen Maschinen erwähnen. Damit die arbeitenden Werkzeuge der Abnutzung nicht gar zu sehr unterworfen sind, muss das zu verwendende Eisen ein möglichst kurzes und weiches sein.

Die vorzüglichste Schraubenmutter-Presse lernte ich vor ungefähr 10 Jahren bei einer bedeutenden Schweizerfirma kennen; sie arbeitet mittelst hydraulischen Druckes und ist durch die Holzschnitte Fig. 1 bis 4 dargestellt.

Auf der Chabotte $A$ sind mit zwei schmiedeeisernen Säulen zwei Pressecylinder $C$ und $C_1$, welche in einem Stück vereint über einander angeordnet sind, aufgeschraubt. Der Kolben von $C$ ruht auf einer Traverse $T$, welche in den Säulen ihre Führung hat, und die an ihrer unteren Fläche die ausgebohrte Patrize $P$ trägt; der Kolben von $C_1$ ist an der Traverse $T_1$ befestigt, welche ihrerseits wieder mit $T$ durch zwei Zugstangen $Z$ und $Z_1$ verbunden ist. Von $T$ aus führen zwei Druckstangen $D$ und $D_1$ durch die Chabotte hindurch und sind unter dieser mit Traversen fest verbunden. An den Enden dieser Stangen und an den an der Chabotte festen Punkten $P$ und $P_1$ ist ein Hebelsystem angeordnet, welches eine kleine Traverse $T_2$ trägt, in welche eine Druckstange $D_2$ eingeschraubt ist; endlich schliessen $D$ und $D_1$ innerhalb der Chabotte noch eine Traverse $T_3$ ein, welche durch die Muttern $S$ und $S_1$ gehoben werden kann. In der Mitte beider Pressecylinder ist ein Ventilgehäuse $V$ angeschraubt, welches zwei Kegelventile in sich fasst, die durch eine Gradführung $G$ mittelst des Hebels $H$ gehoben und gesenkt werden können. Nach dem Ventilgehäuse $V$ führt ein hydraulisches Pressrohr von 12 mm Durchmesser und von dem Ventilgehäuse führen zwei $^3/_4$zöllige Gasröhren nach den Wasserreservoiren der Pressumpen; zwei Canäle verbinden die Pressecylinder $C$ und $C_1$ mit dem Ventilgehäuse $V$.

Auf der Chabotte $A$ sitzt in einem Muff die Matrize $M$; in dieser führt sich die vier- oder sechskantige Buchse $B$, welche auf der Traverse $T_3$ ruht. In der Buchse $B$ schiebt sich der zugespitzte Lochstempel, der durch $D_2$ getragen wird.

Der Vorgang des Mutternpressens ist nun folgender: Eine in Schweisshitze befindliche Eisenstange, welche stärker aber schmaler als die herzustellende Mutter ist, wird auf die Matrize $M$ aufgelegt und der Hebel $H$ in der Pfeilrichtung bewegt, wodurch das untere Ventil gehoben wird; das von der hydraulischen Pressumpe kommende Wasser tritt nun in den Cylinder $C$ ein, treibt Kolben, Traverse und Patrize nach unten und sticht so mit Hülfe der Matrize die Mutter ab. Zu gleicher Zeit wird durch die Druckstangen $D$ und $D_1$ und durch das anschliessende Hebelsystem eine aufwärtsgehende Bewegung von $D_2$ erzielt, wodurch der vorne conische Lochstempel das abgeschnittene Eisenstückchen aus einander treibt und so das Loch bildet. Der hierbei entstehende Putzen tritt in die Patrize hinein und füllt schliesslich bei $L$ heraus. Während dieses Vorganges wird das Wasser aus dem kleinen Pressecylinder $C_1$ verdrängt und tritt durch das ebenfalls ge-







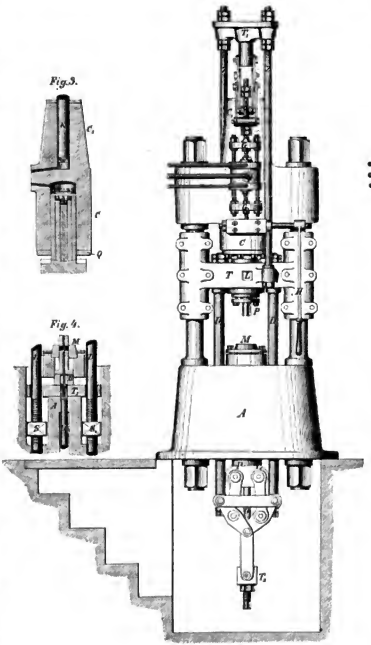



Fig. 1.

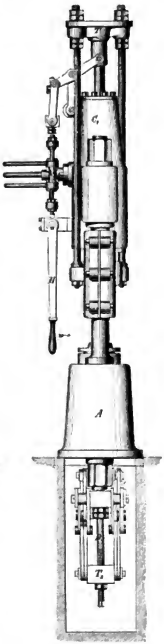



Fig. 2.

Digitized by Google

öffnete obere Ventil und durch das obere Gasrohr in das Reservoir der Pumpen zurück. Wird nun die entgegengesetzte Bewegung des Hebels $H$ ausgeführt, so tritt ein umgekehrter Gang der Kolben ein. Das Wasser tritt in $C_1$ ein, hebt $T_1$ und somit $T$, die Stangen $D$ und $D_1$ fassen mit Hülfe der Muttern $S$ und $S_1$ die Traverse $T_2$ und schieben mittelst der Buchse $B$ die fertige Mutter aus der Matrize heraus. Das verdrängte Wasser aus $C$ geht durch das untere Gasrohr ebenfalls in das Reservoir zurück. Ein neues Spiel kann nun beginnen. Der Hub, bezw. der Druck, welcher auf die Mutter ausgeübt werden soll, wird durch eine Vorrichtung regulirt, welche zwischen der Traverse $T$ und der Gradführung $G$ eingeschaltet ist; dieselbe bewirkt eine selbstthätige Umsteuerung der Ventile, wodurch der erwähnte Rückgang erzielt wird. Ein Sicherheitsventil dient ebenfalls zur Vermeidung einer Ueberanstrengung der Presscylinder.

Nicht unerwähnt darf bleiben, dass der Kolben im Presscylinder $C$ aus mehreren teleskopartig in einander geschobenen Cylindern besteht, wie dieses aus Fig. 3 im Querschnitt zu ersehen ist. Durch Auswechselung der Platte $Q$ kann es möglich gemacht werden, dass nur die Fläche des innersten, der beiden inneren oder aller drei Kolben, letzteres wie gezeichnet, zur Wirkung gelangen; die Traverse $T$ wird demnach, da der specifische Druck in der Presse immer derselbe ist, den verschiedenen, jedes Mal zur Arbeit benutzten Kolbenquerschnitten entsprechend, auch mit einem verschiedenen Totaldruck und mit einer verschiedenen Geschwindigkeit herunter gedrückt, eine Einrichtung, wie sie mir an anderen Pressen nicht bekannt ist.

Die beiden zur Bedienung der Maschine und des Glühofens nöthigen Arbeiter können in zwölfstündiger Arbeitszeit 5000 Stück $^3/_8$zölliger Muttern liefern. Die Presscylinder sind für 300 Atm. aus Hartguss construirt; drei gekuppelte verticale Plungerpumpen von $33^{mm}$ Durchmesser und $100^{mm}$ Hub, deren Pumpenkörper und Ventilgehäuse ganz aus Schmiedeisen construirt sind, dienen als Pressumpen. Die Pumpe macht 100 Touren pro Minute. Die Auswechselung der Stahlwerkzeuge ist sehr einfach und verhältnissmässig selten nöthig, da die Maschine nur dann in Bewegung ist, wenn gepresst wird; Reparaturen kommen daher auch ebenso selten vor. Während des Stillstandes kreist das Wasser durch Press- und Gasrohre.

Eine andere Schraubenmutter-Presse, mit der ich auf einem bedeutenden Eisenwerke Finnlands die Mutternfabrikation einrichtete, ist die von Taylor & Co. Aus Aufriss und Seitenriss, Fig. 5 und 6, sind die wichtigsten Theile derselben zu ersehen. Zwei gussstählerne Wellen $W_1$ und $W_2$, welche je an dem einen Ende zwei entsprechend geformte Excenter, am anderen Ende starke Stirnräder tragen, werden durch ein kleines Triebrad, auf dessen verlängerter Nabe ein schweres Schwungrad aufgekeilt ist, angetrieben. Die Antriebsscheibe ist am Schwungrade angegossen, die Leerscheibe läuft auf der verlängerten Nabe des Triebes. Die beiden Excenter der Welle $W_1$ setzen zwei Schlitten in Bewegung, welche mit ihren Werkzeugen das Abstechen der Mutter von der Eisenstange besorgen und einen Theil des Loches auftreiben; die Excenter der Welle $W_2$ bewegen ebenfalls Schieber hin und her, welche das Fertigpressen des Loches und das Herauswerfen der Mutter aus der Matrize zu besorgen haben. Der hierbei entstehende Putzen geht in die Patrize und fällt beim Zurückgange heraus; der Druck wird durch entsprechend starke Federn aufgenommen, welche hinter den betreffenden Schlitten aufgehängt sind. Die Matrize ist von Coquillenguss, die Patrize und Lochstempel sind von Stahl. Taylor & Co. bauen diese Pressen in zwei Grössen, eine für Muttern von $^3/_4$ bis $^1/_2{}^{\prime\prime}$ engl. und eine andere für Muttern von $^3/_4$ bis $1^1/_2{}^{\prime\prime}$ engl.; erstere macht 80, letztere 30 Touren pro Minute; mit kurzem Eisen lassen sich in 12 Arbeitsstunden 5 bis 6 Tausend $^3/_4$zöllige Muttern pressen. Wiewohl das Lieferquantum ein annehmbares ist, so kommt es doch oft vor, dass durch irgend eine Unvorsichtigkeit des Arbeiters ein Werkzeug bricht, wodurch sehr leicht weitere Brüche an der Maschine entstehen, da die lebendige Kraft des kräftigen Schwungrades nicht sofort zu hemmen ist; meistens brechen die grossen Zahnräder, deren bedeutende und zeitraubende Reparaturen die jährliche Production natürlich sehr herabmindern.

Bei den bis jetzt beschriebenen Pressen wird der Eisenverlust dadurch herabzumindern gesucht, dass die Mutter nicht

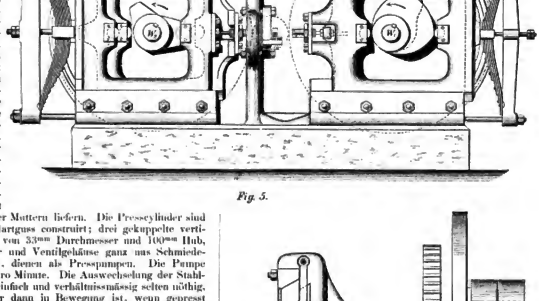


*Fig. 5.*

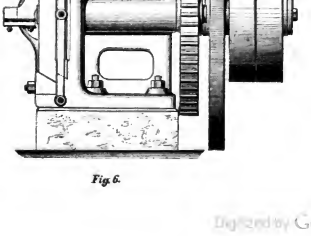


*Fig. 6.*

Digitized by Google

gelocht, sondern zum Theil aus einander getrieben wird; dies bedingt wohl schmäleres Eisen, als die Schlüsselweite ausmacht, ergiebt aber doch trotz alledem noch einen Eisenverlust, weil das Eisen nur einige Millimeter schmäler genommen werden kann, dadurch aber noch immer kleine Eisendreiecke zwischen den Muttern in Abfall kommen. Um auch diesen Abfall zu vermeiden, construirte letztgenannte Firma eine Art kleines Walzwerk. Auf zwei starken, parallel über einander gelagerten Achsen, welche mittelst kräftigen Vorgeleges nebst Schwungrad angetrieben werden, stecken Hartgussscheiben, welche nach Fig. 7 verschiedentlich kalibrirt

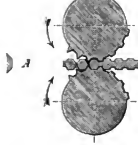



*Fig. 7.*

sind und zwar nur auf einem Theile des Umfanges. Beide Walzen haben gleiche Geschwindigkeit und drehen sich in der Pfeilrichtung. Wird nun eine weisswarme Eisenstange in dem Augenblicke zwischen die Walzen bis an den Anstoss *A* vorgeschoben, wenn sich die nicht gezahnten Umfange gegenüber stehen, so wird unmittelbar darauf die Stange durch die Zähne eingekerbt und denselben Weg zurückkommen, um dann erst in die Pressmaschinen eingehalten zu werden. Selbstredend ist hier schwächeres Eisen, als die Mutterköhe bedingt, zu verwenden, da durch die Einkerbungen die Stärke des Eisens zunimmt.

Auf der Pariser Ausstellung 1878 war eine ganz ähnliche Mutterpresse wie die von Taylor & Co., nämlich die von Sayn ausgestellt. Diese unterscheidet sich nur dadurch von der vorigen, dass vor der Matrize ein Schlitten auf- und abgeht, welcher die Eisenstange mit ähnlichen Einkerbungen versieht wie die oben beschriebenen Walzen; die weitere Bearbeitung des abgescheerten Eisenstückchens geschieht dann ganz wie oben (Dingler's polyt. Journal. 1879. 2. Märzheft).

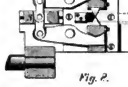


*Fig. 8.*

Die Mutterpresse auf der Wiener Ausstellung 1873, von Collier & Co. in Bradford construirt, arbeitete mit den Schlitten vertical gegen einander, während die Schieber der Kettler & Vogler in Hagen patentirten Maschine sich in horizontalen Ebenen bewegen. An letzterer Maschine ist eine Vorrichtung angebracht, welche das Eisen ebenfalls einkerbt. Ein kleiner Schlitten *S*, Fig. 8, wird durch zwei an einem der beiden Antriebsräder befestigte, segmentartige, schiefe Ebenen unter Einschaltung eines Winkelhebels in hin- und hergehende Bewegung gebracht, welche mittelst des Kniehebelgelenkes die Zangen auf- und abbewegt und so die Eisenstange ankerbt, um dann erst abgestochen zu werden. Noch sei erwähnt, dass die Maschine durch eine kräftige Bremse zu nahezu plötzlichem Stillstande gebracht werden kann, eine nicht gering zu achtende Anordnung. (Näher beschrieben und abgebildet in Dingler's polytechn. Journal, 1879, 1. Juniheft.)

Die einzige Mutterpresse, welche kein Flacheisen braucht, ist die von Horsfalls, in Paris 1878 ausgestellt. Auf das Ende einer Rundstange wird ein vier- oder sechskantiger Kopf mittelst Excenterdruckes aufgestaucht, der Kopf in eine zweitheilige Matrize gelegt und nun mit einem Rundstempel das Loch ausgestossen; der Putzen bleibt an der Rundstange und kann dann zur nächsten Mutter verwendet werden. Beistehender Holzschnitt Fig. 9 veranschaulicht dies zur Genüge.

*Fig. 9*

*P* stanzt den Kopf vor, *O* schmiedet fertig und *Q* sticht den Putzen aus. Ob die so hergestellten Schraubenmuttern dieselbe Haltbarkeit wie die anderen besitzen, möchte ich fast bezweifeln.

Das Erhitzen der Eisenstangen geschieht entweder mittelst Kohlen in kleinen Schweissöfen, oder mittelst Cokes in freistehenden Feuerungen. Der entstehende Hammerschlag wird durch eine rotirende Stahlbürste oder durch einfaches Abstreichen der Eisenstange über eine messerartige Schiene entfernt.

Jede Schraubenmutter, mag sie nun auf dieser oder jener Maschine hergestellt sein, erhält auf der Pressseite, sowohl an dem Rande des Loches, als auch an den Kanten einen Grat, der auf kleinen Fräsemaschinen mit oder ohne Vorgelege entfernt wird. Ein rotirender Kopf trägt vier Messer, welche so mit vier Druckschrauben eingesetzt sind, dass deren Schneiden in einer Ebene zu liegen kommen; die Mutter wird in ein Futter eingelegt, das mit Hebel- oder Schraubendruck gegen die Messer gedrückt wird. Ein Knabe kann auf diese Weise 5 bis 6 Tausend Muttern fräsen.

Was die Dimensionen der Muttern, also Schlüsselweite, Höhe und Lochdurchmesser anbetrifft, so werden diese, wenigstens in den rheinischen und westfälischen Schraubenmutternfabriken, meistens nach den „Normalien der preussischen Staatsbahnen" bemessen.

Nicht uninteressant dürfte es sein, einige Mittelpreise von geschmiedeten und gepressten Muttern anzuführen.

Sechskantige Muttern.

| | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Grösse . . . | $^1/_4$ | $^5/_{16}$ | $^3/_8$ | $^7/_{16}$ | $^1/_2$ | $^9/_{16}$ | $^5/_8$ | $^3/_4$ | $^7/_8$ | 1" | engl. Durchm. |
| Geschmiedet | 88 | 100 | 130 | 145 | 178 | 220 | 270 | 410 | 570 | 780 | ℳ pr. 100 St. |
| Gepresst . . | 73 | 85 | 100 | 115 | 148 | 190 | 235 | 370 | 520 | 680 | ℳ do. |

Ueber die weitere Bearbeitung der Muttern, sowie über die Fabrikation der schwarzen und blanken Schraubenbolzen gedenke ich später Weiteres mittzutheilen.

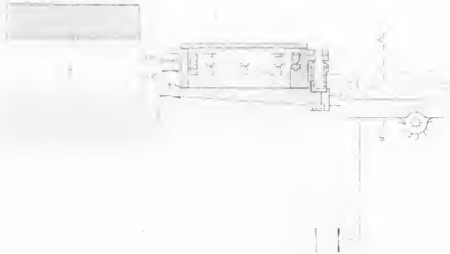
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 17.

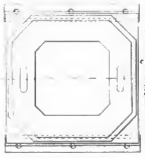
Digitized by Google

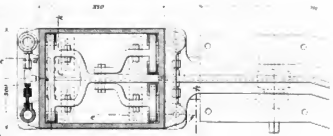
F. Mor

Wiegen der Blöcke währe

Aufheben der Waage mitte







Digitized by Google

D:

end des Giessens.

1st Hydraulik.

Hydraulisches Pumpwerk

Maassstab - 1 : 5

Schnitt p q. Schnitt r s

Fig 7 Fig 8

Fig 9

Fig 5

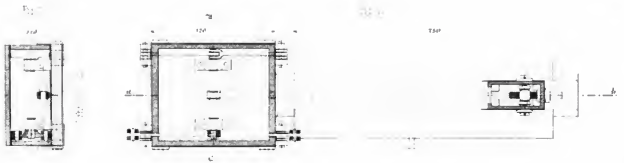
Schnitt l m u n c

Situation

Fig 6

v. Burgath & Berlin C

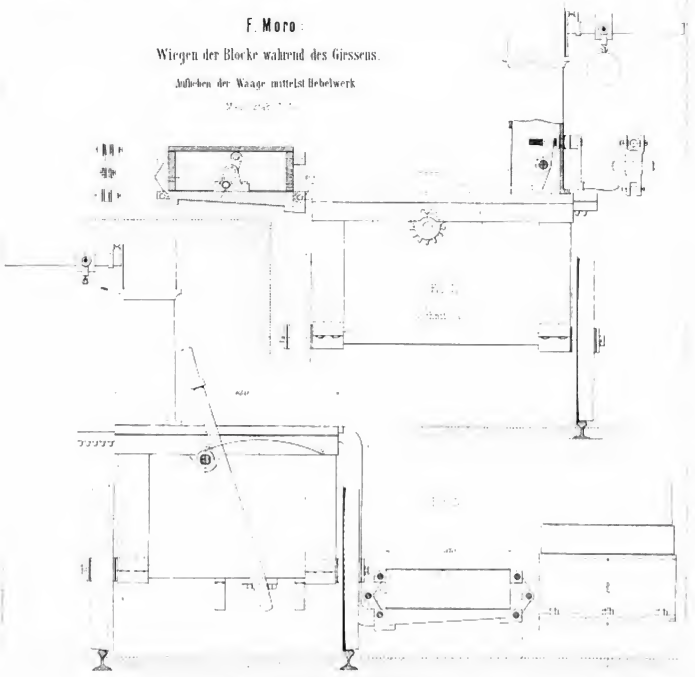
Digitized by Google



F. Moro:

Wiegen der Blocke wahrend des Giessens.

Aufhicken der Waage mittelst Hebelwerk



Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

**1880. Band XXIV. Heft 7. Juliheft.**


## Abhandlungen.

### Dimensionirung und ökonomisch günstigste Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern.


Von **F. J. Weiss**, Ingenieur, in Bremen.



(Schluss von Seite 169.)


#### Zusammenstellung der Resultate und Verfahren beim Entwurf einer Eisenbahnbrücke.

(Die Buchstaben-Bezeichnung der verschiedenen Grössen s. S. 273.)

Es sei eine Eisenbahnbrücke mit eisernen Balkenträgern und mit massiven, zusammenhängenden Pfeilern zwischen zwei gegebenen Endpunkten (den beiden Landpfeilern) über einen Fluss zu bauen, so ist vor allem gegeben:

die Höhe der Pfeileroberkanten (durch die allgemeinen Höhenverhältnisse der Bahn, welche oft wieder bestimmt ist durch die Flussverhältnisse),

die nöthigen Fundationstiefen an den verschiedenen Stellen des Flussquerprofiles (durch vorangegangene Bohrungen, Rücksicht auf Kolkungen etc.)

und hiermit die totalen Pfeilerhöhen für die verschiedenen Stellen.

Alsdann findet man die

Oekonomisch günstigste Zwischenpfeilerzahl $n$

| für zweigleisige Brücken | für eingleisige Brücken |
|---|---|
| $n_2 = 0{,}063\, L \sqrt{\frac{L - 10\psi H}{\psi H L}} - 1$, | $n_1 = 0{,}045\, L \sqrt{\frac{L - 10\psi H}{\psi H L}} - 1$. |

Es können nun folgende Fälle vorkommen:

1. Die Lage der Zwischenpfeiler ist ganz beliebig zu wählen und zwar sei:
   1) die nöthige Fundationstiefe auf der ganzen Brückenlänge ziemlich dieselbe, d. h. $H$ constant. Dann ist unter $L$ die ganze Brückenlänge zwischen den beiden Widerlagern zu verstehen;
   2) die nöthige Fundationstiefe sei zwar an verschiedenen Stellen verschieden, jedoch sei dieselbe immer auf grösseren Strecken unter sich annähernd gleich. Alsdann ist jede solche Strecke für sich wie eine gesonderte Brücke zu behandeln und unter $L$ und $H$ sind die betreffenden Grössen für die betreffenden Theilbrücken zu verstehen;
   3) das Terrain sei felsig und zerrissen, so dass die nöthige Fundirungstiefe von Punkt zu Punkt stark wechselt und $H$ selbst nicht auf kleineren Strecken als constant angesehen werden kann. In solchem, übrigens seltenen Falle, der etwa in wilden Gebirgsschluchten eintreten könnte, ist unsere Rechnung natürlich nicht anzuwenden.
2. Die Lage einzelner Pfeiler ist durch anderweitige Umstände eine bestimmte (z. B. Drehpfeiler in einer Brücke durch die Lage des Fahrwassers). Alsdann sind, unter Berücksichtigung des unter 1. Gesagten, der oder die übrig bleibenden Brückentheile wieder für sich zu behandeln.

Für die Preisverhältnisse $\psi$ wird man für jeden Fall ein $\psi_{max}$ und ein $\psi_{min}$ einführen und als schliessliche, günstigste Zwischenpfeilerzahl $n$ das Mittel aus den so erhaltenen Pfeilerzahlen nehmen.

Mit der Anzahl Zwischenpfeiler $n$ sind auch die einzelnen Zwischenöffnungen

$$l = \frac{L}{n+1}$$

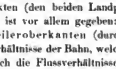
bestimmt und hiermit finden wir die

Pfeilerdimensionen.

Die Basisfläche ist

| für zweigleisige Pfeiler | für eingleisige Pfeiler |
|---|---|
| $F_2{}^{qm} = 20 + 0{,}8\, l^m$, | $F_1{}^{qm} = 18 + 0{,}4\, l^m$. |

Fig. 12



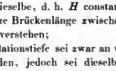
Erhalten die Pfeilerfundamente nebenskizzirte zusammenhängende Grundrissform und nimmt man das Verhältniss $\frac{B}{S}$ an etwa zu

$$\frac{B_2}{S_2} = 4 \quad \text{und} \quad \frac{B_1}{S_1} = 2{,}60,$$

so wird

$$S_2 = \sqrt{\frac{F_2}{3{,}40}}, \quad B_2 = 4\, S_2 \quad \text{und} \quad S_1 = \sqrt{\frac{F_1}{2{,}40}}, \quad B_1 = 2{,}60\, S_1.$$

Fig. 13



Würden aber die Pfeilerfundamente aus je zwei runden Brunnen gebildet von den Durchmessern $D$ und dem Mittelpunktsabstande $M$, so wird

$$D_2 = 0{,}8\sqrt{F_2} \quad \text{und} \quad D_1 = 0{,}8\sqrt{F_1}$$

$$M_2 = \frac{3\, D_2}{2} + 0{,}60^m \quad , \quad M_1 = \frac{3\, D_1}{2} - 0{,}90^m.$$




Digitized by Google

Die obere Pfeilerstärke $s$ (für ein- wie für zweigleisige Brücken nehme man etwa

$$s^m = 1 + 0{,}03\,l^m \quad \text{wenn} \quad l \leq 50^m$$
$$s^m = 2 + 0{,}01\,l^m \quad , \quad l > 50^m.$$

Die übrigen Pfeilerdimensionen ergeben sich leicht durch das Aufzeichnen der Pfeiler.

Alsdann können die so erhaltenen Pfeiler noch untersucht werden hinsichtlich der Belastung des Fundamentbodens und können die Pfeilerdimensionen, wenn nöthig, hiernach noch etwas modificirt werden.

Für die Gewichte $O$ von Oberbau + mobiler Last haben wir (S. 229) die Formel aufgestellt:

$$O^t = 4{,}03 + 0{,}033\,l^m$$

pro Geleise und pro laufenden Meter.

Schliesslich ist noch annähernd das Eigengewicht des eisernen Oberbaues

$$g^t = 0{,}41 + 0{,}033\,l^m$$

pro Geleise und pro lfd. Meter (excl. Schienen, Bohlen etc.).

## Beispiel für eine zweigleisige Brücke.

Man habe das untenstehende Querprofil Fig. 14 durch den Fluss; die Pfeileroberkante soll auf + 6,00 m liegen, die Bodenverhältnisse etc. seien derart, dass auf der Strecke $AB$ auf 15 m unter 0, auf $BC$ auf 6 m unter 0 zu fundiren sein wird. $A$ und $C$ seien die beiden gegebenen Landpfeiler, in Uebrigen sei die Lage der Zwischenpfeiler beliebig. Etwa bei $B$ gehe die nöthige Fundirungstiefe von − 15,00 m in − 6,00 m über, so wird man in der Nähe von $B$ einen Pfeiler annehmen und nun die Strecken $AB$ und $BC$ je für sich behandeln.

### Theilbrücke $AB$.

Die günstigste Pfeilerzahl ist

$$n_2 = 0{,}06\,L\sqrt{\frac{L - 10\,\psi\,H}{\psi\,H\,L}} - 1.$$

Hier ist $L = 240$ und $H = 15 + 6 = 21$, also

$$n_2 = 15{,}1\sqrt{\frac{240 - 210\,\psi}{5040\,\psi}} - 1.$$

Der Eisenpreis pro Tonne sei zu $A = 370\,\mathcal{M}$ ermittelt worden. Der Einheitspreis des Mauerwerkes $B$ sei geschätzt worden als in den Grenzen liegend $B = 150\,\mathcal{M}$. bis $B = 110\,\mathcal{M}$., so erhält man:

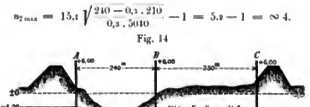
$$\psi_{max} = \frac{B}{A} = \frac{150}{370} = 0{,}40$$
$$\psi_{min} = \frac{B}{A} = \frac{110}{370} = 0{,}30$$

und hiermit

$$n_{2\,min} = 15{,}1\sqrt{\frac{240 - 0{,}4\,.\,210}{0{,}4\,.\,5040}} - 1 = 4{,}2 - 1 = \infty\,3.$$

$$n_{2\,max} = 15{,}1\sqrt{\frac{240 - 0{,}3\,.\,210}{0{,}3\,.\,5040}} - 1 = 5{,}2 - 1 = \infty\,4.$$

Fig. 14




Die günstigste Pfeilerzahl zwischen $A$ und $B$ liegt also zwischen 3 und 4; wählen wir hierfür $n = 3$, so erhalten wir zwischen $A$ und $B$ 4 Zwischenöffnungen von $l = \frac{L}{n+1}$ $= \frac{240}{4} = 60^m$ Weite von Mitte zu Mitte.

### Theilbrücke $BC$.

Auch hier ist die günstigste Anzahl Pfeiler wieder:

$$n_2 = 0{,}06\,L\sqrt{\frac{L - 10\,\psi\,H}{\psi\,H\,L}} - 1$$

und mit $L = 350$ und $H = 6 + 6 = 12^m$ kommt:

$$n_2 = 22\sqrt{\frac{350 - 120\,\psi}{4200\,\psi}} - 1.$$

Der Eisenpreis sei auch hier wieder $A = 370\,\mathcal{M}$. pro Tonne; der Einheitspreis für den Unterbau sei aber kleiner (z. B. wegen leichterer Erstellung der Gerüste, leichterer Herstellung der Zufahrtsbrücken etc. etc.) und zwar liege er in den Grenzen von 100 bis 70 $\mathcal{M}$., so wird

$$\psi_{max} = \frac{B}{A} = \frac{100}{370} = 0{,}27$$
$$\psi_{min} = \frac{B}{A} = \frac{70}{370} = 0{,}19$$

und hiermit

$$n_{2\,min} = 22\sqrt{\frac{350 - 0{,}27\,.\,120}{0{,}27\,.\,4200}} - 1 = 11{,}70 - 1 = \infty\,11.$$

$$n_{2\,max} = 22\sqrt{\frac{350 - 0{,}19\,.\,120}{0{,}19\,.\,4200}} - 1 = 14{,}1 - 1 = \infty\,13.$$

Hierfür wählen wir $n = 12$ Zwischenpfeiler und erhalten sonach zwischen $B$ und $C$ 13 Zwischenöffnungen von $l = \frac{L}{n+1}$ $= \frac{350}{13} = 27^m$ Weite von Mitte zu Mitte.

### Pfeilerdimensionen.

Indem man für die Spannweiten zwischen $A$ und $B$ $l = 60^m$ , $B$ , $C$ $l = 27^m$ einführt, erhält man, wenn die Fundamente zusammenhängende Grundrissform haben:

für die Pfeiler zwischen $A$ und $B$

Basisfläche $F_3 = 20 + 0{,}8\,l = 20 + 0{,}8\,.\,60 = \ldots \quad 68^{qm}$

und bei einem mittleren Verhältnisse von $\frac{\text{Breite}}{\text{Stärke}} = \frac{B}{S} = 4$

Basisstärke $S = \sqrt{\frac{F_3}{3{,}8}} = \sqrt{\frac{68}{3{,}8}} = \ldots \quad 4.30^m$,

Basisbreite $B = 4\,S = 4\,.\,4.30 = \ldots \quad 16{,}30^m$,

obere Pfeilerstärke $s = 2 + 0{,}01\,l = 2 + 0{,}01\,.\,60 = \quad 2{,}60^m$;

für die Pfeiler zwischen $B$ und $C$

Basisfläche $F_3 = 20 + 0{,}8\,l = 20 + 0{,}8\,.\,27 = \ldots \quad 42^{qm}$

und wieder bei einem mittleren Verhältnisse von $\frac{\text{Breite}}{\text{Stärke}} = 4$

Basisstärke $S = \sqrt{\frac{F_3}{3{,}8}} = \sqrt{\frac{42}{3{,}8}} = \ldots \quad 3.30^m$,

Basisbreite $B = 4\,S = 4\,.\,3.30 = \ldots \quad 13.30^m$,

obere Pfeilerstärke $s = 1 + 0{,}03\,l = 1 + 0{,}03\,.\,27 = \quad 1.80^m$.

Die übrigen Dimensionen und Formen werden durch Construction der Pfeiler auf dem Papiere erhalten, wobei dem Geschmacke des Constructeurs, sowie den besonderen Bedürfnissen des speciellen Falles noch ein weiter Spielraum gelassen ist.

Dem Trennungspfeiler $B$ wird man noch die stärkeren Dimensionen mit $68^{qm}$ Basisfläche geben.

Sollten aber die Pfeilerfundamente aus je zwei kreisrunden Brunnen gebildet werden, so ergeben sich deren Durchmesser $D$ und die Abstände $M$ ihrer Mittelpunkte von einander

für die Pfeiler zwischen $A$ und $B$

$$D = 0{,}8\sqrt{F} = 0{,}8\sqrt{68} \quad . \quad . \quad = \quad 6.60^m$$
$$M = \tfrac{1}{2}\,D + 0{,}60 = \tfrac{1}{2}\,.\,6.60 + 0{,}60 = 10{,}50^m;$$

für die Pfeiler zwischen $B$ und $C$

$$D = 0{,}8\sqrt{F} = 0{,}8\sqrt{42} \quad . \quad . \quad = \quad 5.20^m$$
$$M = \tfrac{1}{2}\,D + 0{,}60 = \tfrac{1}{2}\,.\,5.20 + 0{,}60 = \quad 8.60^m.$$

Digitized by Google

Nachdem je ein Pfeiler der beiden Sorten aufgezeichnet, und dessen Cubatur gerechnet, wird, wie früher gezeigt, (unter Mitrechnung der Last des Oberbaues + Verkehrslast) die Belastung des Fundamentbodens berechnet. Sollte, was nur ausnahmsweise vorkommen wird, diese Belastung zu gross sich ergeben, so hätte man die Pfeilerbasis entsprechend zu verbreitern und würde das Fundamentmauerwerk statt mit vertical durchgehenden Seitenwänden mit einem Absatze auführen.

Das ungefähre Eigengewicht der zweigleisigen Eisenconstruction excl. Schienen etc. ergiebt sich

für die Strecke $AB = 2\,L\,(0{,}45 + 0{,}033\,l)$
$= 2 . 240\,(0{,}45 + 0{,}033 . 60)$
$= 480 . 2{,}43 = 1165^{t}$
für die Strecke $BC = 2\,L\,(0{,}45 + 0{,}033\,l)$
$= 2 . 350\,(0{,}45 + 0{,}033 . 27)$
$= 700 . 1{,}34 = 938^{t}$
zusammen rund $= 2100^{t}$.

Wir haben hier ein Verfahren gegeben zum Entwerfen von Eisenbahnbrücken mit eisernen Bulkenträgern und mit vom tragfähigen Fundamentboden aus aufgemauerten Pfeilern, welches, abgesehen von den jeweiligen, immer nothwendigen vorgängigen Specialerhebungen, dem entwerfenden Ingenieur die wichtigsten bestimmenden Verhältnisse des Bauwerkes, die Disposition der Pfeiler und deren Hauptabmessungen in groben Zügen auf einen Schlag giebt.

Unsere Pfeilerdimensionen basiren auf guten Mustern ausgeführter Brücken. Als solche haben wir besonders neuere Brücken mit schlanken Pfeilern ausgewählt. Daher halten sich auch die nach unseren Regeln dimensionirten Pfeiler mit ihren Massen in der Nähe der zulässigen, resp. der bis hente durch factische Ausführung als zulässig erprobten unteren Grenze, wodurch einer Materialverschwendung, wie sie an Brückenpfeilern häufig vorkommt, gesteuert wird. Auf diesen letzteren Punkt legen wir ein besonderes Gewicht. Die Kosten des Unterbaues von Eisenbahnbrücken, wie wir sie hier behandelten, betragen in der Regel das zwei- bis fünf-, auch noch mehrfache von denen des eisernen Oberbaues; somit wirken Ersparungen am Unterbau durch zweckmässige Projectirung desselben auf das financielle Gesammtergebniss des Bauwerkes viel bedeutender ein, als bei dem heute bald bis zur Grenze der erreichbaren Vervollkommnung gelangten Oberbau die richtige Wahl des speciellen Systemes desselben, das doch nur um wenige Procente gegenüber einem anderen differiren kann.

Schliesslich sei noch erwähnt, dass unsere empirischen Formeln, wie alle derartigen, nur innerhalb gewisser Grenzen, für welche sie eben aufgestellt, anwendbar sind. Speciell hier gelten sie für Spannweiten von etwa $25^{m}$ bis $120^{m}$ und für totale Pfeilerhöhen bis etwa $30^{m}$.

---

# Indicator-Diagramme von Pumpen.

Von **G. Oesten** in Berlin.

(Vorgetragen im Berliner Bezirksverein am 5. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XIX.)

Für Wasserhebewerke ist es wichtig, den Wirkungsgrad ihrer Pumpen richtig zu beurtheilen. Besonders wichtig ist dies für Wasserwerke, welche zur Versorgung vieler Consumenten dienen und dabei die im Einzelnen vertheilten Quantitäten messen, entweder durch Wassermesser oder in anderer Weise, die also in der Lage sind, einen Vergleich anstellen zu müssen zwischen den aus den Pumpenhublaten und der Anzahl der Hübe berechneten und der bei der Vertheilung bestimmten Wassermenge.

Gewöhnlich wird der Wirkungsgrad von Pumpen in der Weise ermittelt, dass man dieselben eine Zeit lang in einen Behälter von bekanntem oder zu messendem Inhalt fördern lässt und die so direct gemessene Menge mit der theoretischen vergleicht. Die so angestellte Probe giebt einen sicheren Aufschluss über den augenblicklich in der Pumpe vorhandenen Wirkungsgrad, und gewöhnlich ist dies ein mehr oder weniger vollkommener. Man würde jedoch irren, wenn man annehmen wollte, dass der Wirkungsgrad der Pumpen beständig dem bei der Probe ermittelten gleich bliebe. Zu der letzteren wird in der Regel Alles in besonders guten Stand gesetzt. Bewusst oder unbewusst wird eine grössere Aufmerksamkeit auf eine Anzahl Umstände gerichtet, die nachher im gewöhnlichen, jahrelangen und ununterbrochenen Betriebe nicht in gleicher Weise sorgfältig beobachtet werden, welche aber auf den Wirkungsgrad der Pumpen grossen Einfluss haben. Sehr oft wird daher der dauernde Wirkungsgrad einer Pumpen-Anlage erheblich geringer sein als der durch eine einmalige oder selten wiederholte Probe directer Messung gefundene.

Um sich dauernd über den Wirkungsgrad einer Pumpen-Anlage in Kenntniss zu erhalten, empfiehlt es sich, fortlaufende Beobachtungen desselben anzustellen, und ist bereits von anderen Seiten wiederholt darauf hingewiesen worden, dass das Indicator-Diagramm hierzu ein geeignetes Mittel bietet.

Das Indicator-Diagramm stellt den Verlauf der Spannungen in dem Cylinder während eines Hubes dar, es kann daher wie beim Dampfcylinder zur Berechnung der übertragenen Kraftleistung benutzt werden. Es können aber auch aus dem Verlauf der Spannungen, d. h. aus der Form und Gestaltung des Diagrammes zutreffende Schlüsse auf die Wirkungsweise und in gewissen Grenzen auf den Wirkungsgrad, d. h. also auf das Verhältniss des wirklich geförderten Wasserquantums zu dem theoretisch aus dem Querschnitt und dem Kolbenwege berechneten gemacht werden, wenn auch niemals eine genaue Berechnung des Wirkungsgrades aus dem Diagramm möglich ist, wie der Nutzeffect der ausgeübten Kraftleistung sich daraus berechnen lässt. Die aus den Indicator-Diagrammen genommene bessere Einsicht in die Wirkungsweise einer Pumpen-Anlage leitet nicht allein auf die Erhöhung des Wirkungsgrades derselben hin, sie fördert auch mittelbar die Erhöhung des Nutzeffectes im Motor.

Die Umstände, welche auf den Wirkungsgrad einer Pumpe einen herabmindernden Einfluss haben, sind hauptsächlich zweierlei: Schädliche Räume und Undichtigkeiten.

Schädliche Räume sind Infterfüllte Räume. Diejenige Luft, welche nach Beendigung der Sauge- und bei Beginn der Druckperiode sich an irgend einer Stelle zwischen Kolben, Sauge- und Druckventil befindet, hat in der Regel die Spannung der Atmosphäre oder darunter. Es kann daher ein Oeffnen des Druckventils, also eine Wasserförderung durch dasselbe nicht früher stattfinden, als bis die Luft auf das der Druckspannung entsprechende Volumen zusammengedrückt ist, der Kolben also den entsprechenden Theil seines Weges zu-



Digitized by Google

rückgelegt hat. Verbleibt ferner nach Beendigung der Druckperiode und bei Beginn der Saugeperiode Luft zwischen Kolben, Sauge- und Druckventil, so besitzt dieselbe in diesem Augenblicke die normale Druckspannung und das entsprechende Volumen. Es kann daher ein Oeffnen des Saugeventils und ein Einnehmen von Wasser in den Cylinder nach Beginn der Saugeperiode nicht früher stattfinden, als bis die Luft sich auf das der Saugespannung entsprechende Volumen ausgedehnt, der Kolben also wiederum den entsprechenden Theil seines Weges wirkungslos zurückgelegt hat.

Beide Vorgänge spiegeln sich in der Form des Diagramms deutlich ab und zwar, wenn die Form des Rechteck, Holzschnitt

Fig. 1

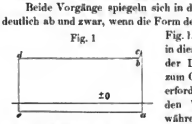


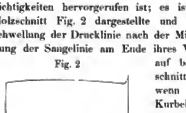

Fig. 1, das normale Diagramm, in diesem *abc* die Entwickelung der Druckspannung, *bc* den zum Oeffnen des Druckventils erforderlichen Ueberdruck, *bd* den Verlauf der Spannung während der Druckperiode, *de* die Entwickelung der Saugespannung und *ea* den Verlauf der letzteren darstellen, in der Gestaltung der Vertical-Linien *ac* und *de*, d. h. in der Abweichung derselben von der normalen Vertical-Lage.

Die Undichtigkeiten in der Pumpe können, abgesehen von den äusserlich sichtbaren und daher hier nicht in Frage kommenden, ihren Sitz im Kolben oder in den Ventilen haben. Wenn die Kolbenflächen undicht sind, wird bei einer doppelt wirkenden Pumpe Wasser von der Druckseite nach der Saugeseite übertreten und dadurch eine Verminderung der Förderung wie der Ansaugung herbeigeführt werden. Unter Umständen wird dies in einer Senkung der Druckspannung, jedenfalls aber in einer Erhöhung der Saugespannung, dem entsprechend in einer Einsenkung resp. Erhebung der Druck- bezw. Saugeverlaufs-Linie des Diagramms zu erkennen sein. Ist das Druckventil undicht während der Saugeperiode, so dass Wasser aus dem Druckrohr in den Saugeraum treten kann, oder schliesst das Saugeventil nicht ab während der Druckperiode, so dass die Pumpe in das Saugerohr drückt, so sind am Diagramm die gleichen Erscheinungen zu beobachten.

Man ersieht daher, dass die Luft hauptsächlich auf die Gestaltung der verticalen, die Undichtigkeiten vorwiegend auf die horizontalen Seiten des normalen Diagramm-Rechtecks einwirken und daraus zu erkennen sein werden.

Hierbei muss einer Abweichung der Druck- wie der Saugeverlaufs-Linie von ihrer normalen horizontalen Lage gedacht werden, welche häufig zu beobachten, aber nicht durch Undichtigkeiten hervorgerufen ist; es ist die in beistehendem Holzschnitt Fig. 2 dargestellte und besteht in einer Anschwellung der Druckline nach der Mitte und in einer Erhebung der Saugelinie am Ende ihres Verlaufs. Erstere tritt

Fig. 2



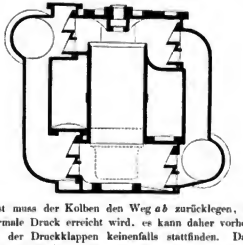

auf bei zu geringem Querschnitt des Druckventils und wenn der Kolben durch Kurbel-Mechanismus bewegt wird. Alsdann ist naturgemäss die Kolbengeschwindigkeit in der Mitte am grössten, und wenn alsdann das Ventil nicht ausreichenden Durchgangsquerschnitt bietet, so steigert sich die Spannung vor dem Kolben, um mit der Abnahme der Geschwindigkeit gegen Ende des Hubes hin wieder zu fallen. Letztere (eine Erhebung der Saugelinie an dem Ende ihres Verlaufes) wird ebenfalls bei Kurbelübertragung besonders dann bemerkbar sein, wenn die Saugeleitung eine grössere Länge hat. Wenn gegen Ende der Saugeperiode der Kolben seine Bewegung verlangsamt, ist die angesogene Wassersäule noch bestrebt, die angenommene Geschwindigkeit fortzusetzen und erhöht dadurch die Saugespannung bis zum Kolbenwechsel.

In Folgendem sollen einige auf Tafel XIX dargestellte Diagramme, welche in Pumpstationen der Wasserwerke und der Canalisation von Berlin entnommen worden sind, näher untersucht und besprochen werden.

Fig. 1 stellt das typische Diagramm einer Reihe von Pumpen der Wasserwerke vor dem Stralauer Thore dar. Die Pumpen sind stehend, einfach saugend und doppelt hebend. Das Diagramm zeigt in seiner Druckentwickelungslinie *db*, dass die Pumpe in der vorausgegangenen Saugebewegung Luft angesogen hat. Während der Kolben den Weg *ab* zurücklegt, wird die Luft comprimirt, kein Wasser gefördert; von *b* bis *c* finden wegen der Elasticität des Luftvolumens starke Schwankungen der Spannung bei durchschnittlich normaler Höhe derselben statt. Der weitere Verlauf der Druckspannung ist annähernd normal, eine Erhebung in der Mitte ist kaum bemerkbar. Die Entwickelung der Saugespannung verläuft ebenfalls normal, da die eingesogene Luft nicht zwischen Kolben und Ventil, sondern unter dem letzteren eintritt. Eine Erhebung der Saugelinie gegen Ende des Hubes ist deutlich wahrnehmbar. Der Wirkungsgrad scheint allein durch den Lufteintritt beeinträchtigt. Es ist zu bemerken, dass der Luftzutritt zur Beförderung eines ruhigen Ganges der Pumpe absichtlich herbeigeführt und regulirt wird.

Fig. 2 ist das Diagramm einer doppelt wirkenden stehenden Pumpe mit Klappenventilen nach durch den beistehenden Holzschnitt Fig. 3 dargestellten Schema und zwar von dem unteren Cylindertheil und bei geöffnetem Lufthahn. Fig. 3 ist das Diagramm an derselben Stelle bei geschlossenem Lufthahn. Der Einfluss des unter dem Kolben befindlichen Luftvolumens zeigt sich hier besonders deutlich und erheblich.

Fig. 3



Zunächst muss der Kolben den Weg *ab* zurücklegen, bevor der normale Druck erreicht wird. es kann daher vorher ein Oeffnen der Druckklappen keinenfalls stattfinden. Da der normale Druck $4^1/_2$ Atm. beträgt, so ist bei *b* die unter dem Kolben vorhandene Luft auf $^2/_3$ ihres Raumes zusammen gedrängt, erfüllt daher noch den Raum $be = {}^2/_3 ba$. Der volle Wirkungsgrad der Pumpen wird daher hierdurch mindestens in dem Verhältniss $\frac{ae}{ad}$ beeinträchtigt. Obwohl nun, wie in in dem Schema, Holzschnitt Fig. 3. zu ersehen, der Kolben der Pumpe in seiner tiefsten Stellung etwas über den Cylinder-Rand

Digitized by Google

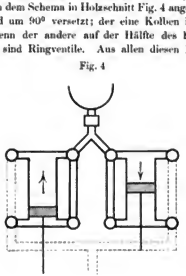
hinaus reicht und daher nach der üblichen Annahme ein durch diese Anordnung beabsichtigtes Hinausdrängen der Luft zu den Druckklappen stattfinden müsste, geschieht dies, wie das Diagramm lehrt, nur unvollständig. Die kurze Zeit, welche der Kolben in diesem letzten Theile seines Weges bis zum Wechsel zubringt, genügt nicht, die Luft sämmtlich austreten zu lassen. Ein erheblicher Theil derselben verbleibt beim Kolbenwechsel unter demselben und muss, wie in Fig. 2 ersichtlich, der Kolben den Weg von $d$ nach $e$ zurücklegen, bevor die Spannung bis zur Null-Linie sinkt. Früher kann keinenfalls ein Oeffnen der Saugeklappen, ein Ansaugen stattfinden. Man kann daher mit einiger Zuverlässigkeit aus der Form dieses Diagramms die Grösse des Einflusses der Luft auf den Wirkungsgrad der Pumpe veranschlagen. Zu bemerken ist an dem Diagramm noch die tief wellenförmige Gestaltung der Druckverlauflinie, welche allein durch die Elasicität des unter dem Kolben befindlichen Luftpolsters hervorgerufen wird, im Durchschnitt aber die normale Drucklinie einhält. Diese Form des Diagramms bleibt unter denselben Umständen an dieser Pumpe genau die gleiche und zwar bis auf die Zahl und Gestaltung der Wellen in der Drucklinie. Das Diagramm nimmt jedoch die Form in Fig. 3 an, sobald der Lufteintritt aufhört. Dasselbe zeigt bei sehr starkem Ueberdruck nur geringe Luftwellen beim Anfang des Druck- und des Saugeverlaufs, im Uebrigen eine ziemlich normale Form.

Die Pumpe muss indess, um einen stossfreien Gang derselben herzustellen, Luft einsaugen. Man hat nun um den Wirkungsgrad zu erhöhen, ohne den Lufteintritt zu beschränken, dem Kolben eine hutartige, im Holzschnitt Fig. 3 durch eine punktirte Linie angedeutete Verlängerung nach unten gegeben, die in den Ventilkasten hineinreicht und die Luft bei jedem Niedergange verdrängt. Die Folge dieser Einrichtung zeigt sich in dem Diagramm Fig. 4, welches einen erheblich höheren Wirkungsgrad darstellt und ohne Weiteres verständlich sein dürfte. Es ist in diesem Falle durch das Diagramm direct eine constructive Verbesserung der Pumpe gelehrt worden.

Stellen die vorstehend besprochenen Diagramme hauptsächlich den Einfluss der Luft auf die Form des Diagrammes dar, so sind in den folgenden Fig. 5—10 die Wirkungen der Undichtigkeiten besonders deutlich zu erkennen.

Es sind dies Diagramme von Pumpen der Wasserwerks-Station in Charlottenburg. Die Pumpen sind liegend und gekuppelt, nach dem Schema in Holzschnitt Fig. 4 angeordnet. Die Kurbeln sind um 90° versetzt; der eine Kolben ist daher im Wechsel, wenn der andere auf der Hälfte des Hubes steht. Die Ventile sind Ringventile. Aus allen diesen Diagrammen

Fig. 4

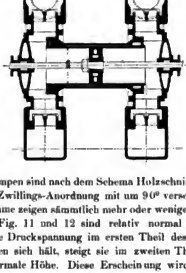


ist zu ersehen, dass die Vertical-Linien sich annähernd in der normalen Lage halten, der Luftzutritt also gering ist; dagegen zeigen die Linien des Druck- und des Saugeverlaufs mehr oder weniger erhebliche Abweichungen von den normalen Linien und grössere oder geringere Schwankungen. Es wird genügen, die bedeutendsten derselben einer kurzen Betrachtung zu unterziehen.

Zunächst fällt an Fig. 5, 7, 8 eine erhebliche Steigerung des Druckes über die normale Linie beim Beginn der Druckperiode auf. Es muss dieselbe nothwendiger Weise durch das Vorhandensein eines aussergewöhnlichen Widerstandes im ersten Theil der Druckbewegung hervorgerufen sein, und kann der Widerstand in einer vorhandenen Trägheit der Wassersäule im Druckrohr begründet sein. Eine Stauung oder Minderbewegung im Druckrohr wird aber entstanden sein, wenn die andere Zwillingspumpe während ihrer entsprechenden, noch nicht beendeten Druckperiode nicht mit voller Wirkung in das Druckrohr, sondern wegen Undichtigkeit des entsprechenden Saugeventils theilweise in das Saugerohr gedrückt hat. Dass dieser Eintritt des Druckwassers in das Saugerohr wirklich stattgefunden, weisen die Schwankungen der Saugelinie, besonders aber die auffallenden Erhebungen derselben selbst bis über die Null-Linie am Anfang der Saugeperiode in Fig. 5 und 7 überzeugend nach. Es correspondiren daher diese Erhebungen der Drucklinie und der Saugelinie je mit einander und zeigen die Undichtigkeit je eines Sauge-, bezw. Druckventils. Ferner sind besonders auffallend die tiefen Einsenkungen mehrerer Drucklinien, so bei Fig. 7 und 8, die ebenfalls nur darauf zurückgeführt werden können, dass eine Verminderung der Druckspannung durch Entweichen des Druckwassers in die Saugeleitung in Folge undichten Abschlusses des entsprechenden Saugeventils stattgefunden hat. Eine Vergleichung der Diagramme Fig. 7 und 9, bezw. 8 und 10, welche von derselben Pumpe zu verschiedenen Zeiten entnommen sind, lehrt, dass diese Undichtigkeiten vom zufällig unvollkommeneren oder besseren Schliessen der Ventile abhängig und daher unbeständig und wechselvoll sind.

Die Fig. 11—15 sind Diagramme von Pumpen der Kanalisations-Stationen der Radial-Systeme III und I.

Fig. 5

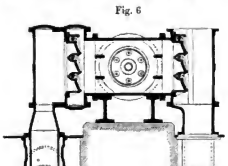


Die Pumpen sind nach dem Schema Holzschnitt Fig. 5 und 6 construirt; Zwillings-Anordnung mit um 90° versetzte Kurbeln. Die Diagramme zeigen sämmtlich mehr oder weniger den Einfluss der Luft. Fig. 11 und 12 sind relativ normal und typisch. Während die Druckspannung im ersten Theil des Hubes unter der Normalen sich hält, steigt sie im zweiten Theil desselben über die normale Höhe. Diese Erscheinung wird wahrscheinlich durch die unmittelbar über den Druckklappen angeord-

Digitized by Google

neten kleinen Windkessel (in Holzschnitt Fig. 6 fortgelassen) hervorgerufen, deren Luftvolumen zunächst den Kolbenstoss

Fig. 6



auffängt und die Spannung vor dem Kolben vermindert, um im weiteren Verlauf der Kolbenbewegung die erhaltene Ueberspannung wieder zurück zu geben. Auf den Wirkungsgrad der Pumpe hat dieses Spiel keinen Einfluss.

Die Diagramme Fig. 13 und 14, auf beiden Seiten derselben Pumpe entnommen, zeigen deutlich den schleehten Abschluss der Saugeventile der zugehörigen Zwillingspumpe während der Abnahme der Diagramme, starke Ueberspannung im ersten Theile des Kolbenhubes und ein Fallen der Drucklinie tief unter die Normale von der Mitte an, d. h. von dem Zeitpunkte an, wo der entsprechende Cylindertheil der Nachbarpumpe zu saugen beginnt. Das nicht vorhandene, gleichzeitig entnommene Diagramm dieser Pumpe würde eine entsprechende Erhebung der Saugelinie am Anfang derselben aufweisen müssen.

Einen erheblichen Lufteintritt während der vorangegangenen Saugeperiode, das Vorhandensein von Luft nach Beendigung der Druckperiode und beim Wiederbeginn des Ansaugens und zugleich erhebliche Undichtigkeit eines Saugeventils, alle diese Mängel sind aus dem Diagramm Fig. 15 ersichtlich, welches einen während der Abnahme sehr geringen Wirkungsgrad seiner Pumpe verräth.

# Die Dampfpflüge.

Von Professor Dr. **A. Wüst** in Halle a/S.

(Vorgetragen im Thüringer Bezirksverein.)

Bald nach Erfindung der Dampfmaschinen suchte man die Dampfkraft auch zur Bodenbearbeitung zu verwenden, welche einen ganz ausserordentlichen Arbeitsaufwand erfordert. Vom Anfang dieses Jahrhunderts bis zum Jahre 1840 hin suchte man entweder die Pflüge von einer feststehenden Dampfmaschine aus durch Seile oder verdünnte Luft zu bewegen, oder man beabsichigte eine geeignete Locomotive, welche den Pflug ziehen sollte, über das Feld fahren zu lassen. Nachdem 1841 die ersten Locomobilen gebaut und 1848 von Fowler die ersten Drahtseile angewendet worden waren, war ein grosser Fortschritt gemacht, aber erst als 1855 die beiden Fisken und Rudgers den Kipppflug erfanden, der nicht umzuwenden brauchte, und gute Ankerwagen zur Führung des um das ganze Feld herumgehenden Zugseils anwendeten, war man einer praktischen Lösung nahe gerückt. Fowler und Greig verbesserten Fisken's Pflug, Ankerwagen u. s. w. und kauften ihnen ihr Patent ab. Etwa gleichzeitig mit Fowler fingen auch die Gebrüder Howard an, nach Smith's Plan einen Dampfpflug zu bauen, bei welchem auch Seile um das ganze Feld herumgingen und den Pflug hin und her zogen, sobald die Locomobile eine Windevorrichtung in Bewegung setzte.

Im Jahre 1861 baute Fowler einen Dampfpflug, bei welchem über eine Seilrolle auf einer Locomotive und über eine zweite auf einem Ankerwagen am anderen Ende des Feldes ein endloses Drahtseil ging, das den Pflug hin und her zog, während nach jedem Hin- und Hergange des Pfluges die Locomotive und der Ankerwagen sich etwas vorwärts bewegten.

Die Uebelstände des endlosen Seiles veranlassten Savory und Son 1863 zwei Locomotiven mit einfacher Windetrommel an den beiden Enden des Feldes aufzustellen, und wenn man zunächst auch den hohen Preis von zwei Locomotiven fürchtete, so wurden sie doch schliesslich für alle grossen Dampfpflüge angewendet, weil der hohe Preis durch bequeme Handhabung und grosse Leistung aufgewogen wird.

Um auch billigere Dampfpflüge zu haben, wurden die mit Drahtseil arbeitenden (mit einer Locomotive und mit einer Locomobile) weiter ausgebildet und Fisken baute 1864 einen Pflug mit Locomobilbetrieb, bei welchem ein Hanfseil, das um das ganze Feld herumgeht, die Kraft der Locomobile auf zwei Windewagen überträgt, die, ähnlich wie sonst die zwei Locomotiven, den Pflug mittelst Drahtseilen zwischen sich hin- und herziehen. Gleichzeitig mit den Kraftmaschinen und der Transmission wurden auch die Arbeitsmaschinen selbst verbessert, die bei allen Arten des üblichen Dampfpflügens gleich gute Verwendung finden können.

Man hat heute nach dem Unterschiede in der Kraftmaschine und der Transmission vier verschiedene Arten von Dampfpflügen, die zum Theil auch noch von den verschiedenen Fabrikanten in abweichender Weise ausgeführt werden:

1) zwei abwechselnd arbeitende Locomotiven mit je einer Windetrommel (Zweimaschinensystem, Fig. 1);

2) eine Locomotive mit zwei abwechselnd arbeitenden Windetrommeln und einem Ankerwagen (Einmaschinensystem. Fig. 2);

3) eine Locomobile mit einem feststehenden Windewagen, dessen zwei Trommeln abwechselnd arbeiten, und zwei Ankerwagen, welche in Zwischenräumen vorwärts fahren (Rundumsystem, Fig. 3);

4) eine Locomobile mit zwei in Zwischenräumen vorwärts fahrenden Windewagen, deren Seiltrommeln abwechselnd arbeiten, während das die Kraft auf dieselben übertragende Hanfseil ununterbrochen um das ganze Feld herumläuft (Rundumsystem mit Hanfseil. Fig. 4).

System 1 und 4, sowie 2 und 3 entsprechen sich, denn die Windetrommeln bei den Systemen 4 und 3 arbeiten ganz wie die bei den Systemen 1 und 2, aber die feststehenden Kraftmaschinen bedingen entweder, wie bei System 4, bewegliche Windewagen und Krafttübertragung durch ein langes Seil auf dieselben, oder, wie bei System 3, bewegliche Ankerwagen bei feststehenden Windewagen.

Zweimaschinensystem (Fig. 1). In Deutschland hat man mit wenigen Ausnahmen nur Dampfpflüge nach dem

Digitized by Google

Fowler'schen Zweimaschinensystem und erst in neuester Zeit wird versucht, auch das Howard'sche Zweimaschinensystem einzuführen. Bei beiden ist jede der beiden Strassenlocomotiven mit einer Windetrommel und etwa 360m Drahtseil darauf versehen. Soll gearbeitet werden, so fahren die Locomotiven mit angehängtem Geräthe (Arbeitsmaschinen) nach dem Felde. Die eine stellt sich am Ende des Feldes auf, die zweite fährt mit angehängtem Geräthe und daran befestigtem Seil von der Windetrommel der anderen Maschine quer über das Feld bis zum anderen Ende. Dann wird das Geräth abgehängt und mit dem Seile der zweiten Maschine verbunden und kann nun gleich von der ersten Locomotive arbeitend zurückgezogen werden. Während der Arbeit rückt stets diejenige Locomotive um einige Furchenbreiten vorwärts, welche grade kein Geräthe zieht. Da jede 3—6 Minuten lang arbeitet und eben so lange still steht, so ist es möglich, dass man mit 0,25 bis 0,5qm Heizfläche pro effective Pferdekraft ausreicht, ohne einen sehr grossen Kohlenverbrauch zu haben.

Die Dampfpflaglocomotiven werden ähnlich wie die Locomobilen nach nominellen Pferdekräften verkauft und es kommen gewöhnlich Locomotiven von 6—20 Pferdekräften im Preise von 25000 bis 53000 ℳ für das Paar vor, die das Vier- bis Fünffache ihrer nominellen Pferdekraft leisten, wenn sie mit 7—8 Atmosphären Ueberdruck im Kessel arbeiten. Die grossen Gewichte der Locomotiven, welche bei den Maschinen mittlerer Grösse mehr als eine Tonne pro nominelle Pferdekraft betragen, bedingen je nach dem Boden Fahrradbreiten bis zu 600mm; sie gestatten aber auch, dass die Locomotiven im Seile Züge bis zu vier Tonnen ausüben, ohne nach der Seite hin verschoben zu werden. Die grosse Kraft gestattet nicht nur die Verwendung mehrschaariger Geräthe, sondern auch grosse Fahrgeschwindigkeiten von 1—1,5m, welche wesentlich zur Bodenlockerung beitragen.

Bei Fowler's Locomotiven (Fig. 1) liegt die Windetrommel unter dem Kessel und dreht sich um einen verticalen Zapfen. Die Transmission von der Kurbelwelle der auf dem Kessel befestigten Dampfmaschine erfolgt durch ein Paar conische Räder, eine stehende Welle und ein Paar Stirnräder. Zur Führung des Seiles beim Aufwickeln dienen zwei Leitrollen, die sich auf und ab bewegen. Damit aber das Seil nie schlaff wird und abfällt oder zu rasch abläuft und Schleifen bildet, hat man auf der Seiltrommel ein Bremsband, das beim Aufwinden mit der Trommel umläuft, beim Ausziehen des Seiles aber durch eine Sperrklinke festgehalten wird und bremst. Gewöhnlich lässt man das Seil auf dem Boden gleiten, weil es billiger ist, einige Pferdekräfte zur Seilbewegung aufzuwenden, als Seilträger mit Rollen anzubringen, die fortwährend verstellt werden müssen. Hat man sehr steiniges oder hügeliges Land, so müssen Seilträger Verwendung finden, welche, auf Rädern gehend, sich mit dem Seile seitlich bewegen können, aber weggenommen werden müssen, wenn der Pflug kommt. Das Fahren mit der Locomotive erfolgt durch die Hinterräder, welche durch Stirnräder von der Kurbelwelle aus getrieben werden und gewöhnlich für zwei Fahrgeschwindigkeiten von etwa 0,5 und 1m eingerichtet sind, weil bei Einsinken der Fahrräder in den Boden grosse Kraft am Umfange der Triebräder sehr werthvoll sein kann. Howard hat bei seiner Locomotive, welche wie die Fowler'sche verwendet wird, eine Seiltrommel auf horizontaler Achse, die mit der Dampfmaschine, ähnlich wie in Fig. 2, im Tender liegt. Der Betrieb der Seiltrommel wie der Triebräder kann hier durch Stirnräder erfolgen und der Kessel wird nicht durch die Kräfte in der Maschine beansprucht, aber man braucht eine Leitrolle, durch welche das Seil im rechten Winkel abgelenkt wird, wodurch natürlich seine Dauer kürzer wird, als wenn es sich nur auf die Trommel zu wickeln hätte. Die Dampfpflüge nach dem Zweimaschinensystem finden in Deutschland hauptsächlich in den rübenbauenden Gegenden Verwendung, wo auf 350 bis 400mm Tiefe gepflügt werden muss, was mit Gespannen jederzeit schwierig, oft aber gradezu unmöglich ist.

Fig. 1

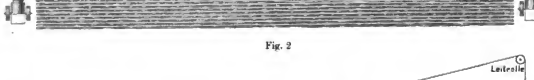
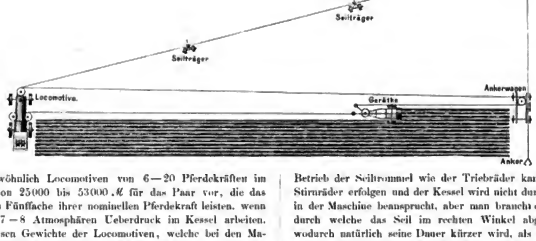



Fig. 2




Einmaschinensystem (Fig. 2). Die Vorzüge des Zweimaschinensystems werden zwar allseitig anerkannt, aber sein hoher Preis steht der allgemeinen Verwendung im Wege. Die Fabriken von Howard und Fowler liefern deswegen auch Dampfpflüge nach dem Einmaschinensystem, die aber, weil sie zwei Seiltrommeln, 1100 bis 1200m Seil und einen Ankerwagen brauchen, nicht die Hälfte von zwei gleich starken Locomotiven kosten, sondern etwa 70 pCt. Das Einmaschinensystem, das bisher in Deutschland kaum vertreten war, sucht neuerdings Howard einzuführen. Die Locomotiven dieses

Digitized by Google

Systems unterscheiden sich von denen des Zweimaschinensystems nur durch die zweite Seiltrommel und Alles was dadurch bedingt wird. Der Ankerwagen hat 4—6 scharfe kreisförmige Scheiben, welche in den Boden einsinken und das seitliche Verschieben verhindern. Auf dem Ankerwagen liegt eine Leitrolle, über welche das Seil von einer Trommel zur anderen geht, und zwar entweder direct oder über eine zweite Leitrolle. Der Ankerwagen hat ausser der Leitrolle auch noch eine damit verbundene, aber ausrückbare Windetrommel, auf welcher das Seil zum Anker entweder auf- oder abgewunden werden kann, so dass sich der Ankerwagen am Feldrande hin bewegen kann, so oft man die Windevorrichtung von der Leitrolle aus in Bewegung setzt. Die Leitrolle auf dem Ankerwagen hat manchmal, je nach der Anordnung, den 1.5—2fachen Seilzug aufzunehmen und die dadurch erzeugte Reibung verzehrte bei englischen Versuchen mit einer nominell 12pferdigen Locomotive 3,8—5,5 Pferdekräfte. Unter ungünstigen Verhältnissen, z. B. bei Steinen im Boden, könnte leicht der Ankerwagen, dessen Scheiben dann nicht tief in den Boden eindringen, umgeworfen werden. Man hat deshalb einen Kasten auf demselben angebracht, der möglichst weit nach aussen gelegt ist, mit Erde und Steinen gefüllt werden kann und dann das Kippen auf das Sicherste verhindert. Die feststehende Leitrolle ist mit ihrem Rahmen auf den Boden aufgelegt und gewöhnlich an einem in den Boden geschlagenen Anker befestigt.

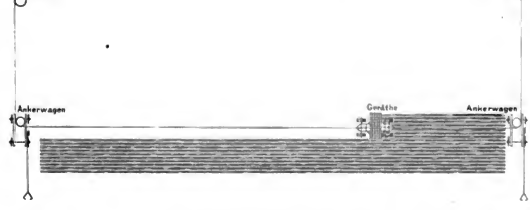
Bei Howard's Einmaschinensystem (Fig. 2) ist die Locomotive ganz ähnlich wie beim Zweimaschinensystem, aber mit zwei Seiltrommeln und zwei Leitrollen versehen. Der Ankerwagen bewegt sich durch die Spannung im Zugseil vorwärts und vom Anker weg, sobald man die Windetrommel für das Ankerseil nicht mehr durch eine Sperrvorrichtung festhält. Bei Howard's Ankerwagen wird durch eine sehr sinnreiche Vorrichtung bei jedem Hin- und Hergange des Geräthes der Ankerwagen selbsthätig um ein beliebig regulirbares Stück vorwärts geschoben, so dass man zur Bedienung einen Mann weniger braucht als beim Zweimaschinensystem. Zur richtigen Führung des Ankerwagens sind zwei Räder desselben durch eine Schraube steuerbar.

Bei Fowler's Einmaschinensystem liegen statt einer Seiltrommel zwei neben einander unter dem Kessel der Locomotive, und das Zugseil geht gewöhnlich nur um die Leitrolle des Ankerwagens. Der Anker zu demselben liegt nach vorwärts, und die Windetrommel für das Ankerseil befindet sich über der Leitrolle und kann durch dieselbe in Drehung versetzt werden, aufwinden und den Wagen bewegen, sobald der zur Bedienung erforderliche Mann einwirkt. Zur Bewegung des Aukerwagens braucht man bei einem englischen Versuche bis zu 14 indicirten Pferdekräften mehr als zum Pflügen allein. Um einen recht festen Stand des Ankerwagens zu erzielen, hat dieser sechs Scheibenräder, von denen die zwei mittleren eine möglichst grosse Spurweite haben.

Bei Fowler's Einmaschinensystem findet das Biegen des Zugseils über drei, bei Howard's aber über sechs Trommeln oder Rollen statt. Beim Einmaschinensystem arbeitet die Locomotive ununterbrochen. Man hat deshalb keine Abkühlung während des Stillstandes, da aber für die Dampferzeugung nur eben so viel Zeit vorhanden ist wie für den Dampfverbrauch, so hat man bei gleicher Maschinengrösse die doppelte Dampfmenge pro Quadratmeter Heizfläche zu erzeugen, so dass beim Einmaschinensystem nicht nur mehr Arbeit durch die Transmission verloren geht, sondern auch die Verdampfung geringer ausfällt, also der Kohlenverbrauch unter sonst gleichen Umständen höher wird. Diesen Nachtheilen stehen als Vortheile geringeres Anlagecapital und unter Umständen weniger Bedienungsmannschaft gegenüber.

Rundumsysteme (Fig. 3 und 4). Als man anfing, Dampfpflüge zu bauen, glaubte man mit gewöhnlichen achtpferdigen Locomobilen, die etwa 16—22 indicirte Pferdekräfte geben, durch eine Seilwinde einen Pflug treiben zu können. Da aber zur Bewegung des leer gehenden Gerätes, des Seiles, der Winde und der Locomobile bei 0,5, 1 und 1,5 m Fahrgeschwindigkeit schon mindestens 4, 8 und 12 Pferdekräfte erforderlich sind, so bleiben nur 10, 14 und 18 indicirte Pferdekräfte übrig, während bei den Locomotiven des Ein- und Zweimaschinensystems etwa 16—100 und im Mittel mindestens 50 indicirte Pferdekräfte zur Verfügung stehen. Während also bei Dampfpflügen mit grosser Kraft die Fahrgeschwindigkeit nur wenig Einfluss auf die Ausnutzung der Kraft hat, muss man bei kleinen verfügbaren Pferdekräften entweder auf die für die Bodenbearbeitung günstige grosse Fahrgeschwindigkeit oder auf die gute Kraftausnutzung verzichten, braucht aber in beiden Fällen nicht weniger Bedienung, als wenn man zwei- bis viermal grössere Kraft verwenden könnte. Man verzichtet deshalb neuerdings mehr und mehr auf die Verwendung von gewöhn-

Fig. 3




Digitized by Google

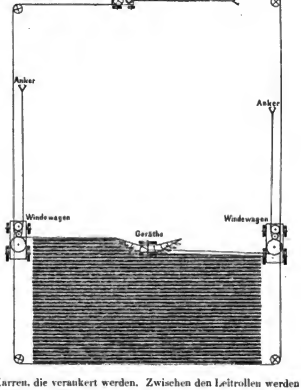
lichen Dresch-Locomobilen und wählt sie so gross, als es die Festigkeit der Anker im Boden gestattet. Die Windewagen, Leitrollen, Anker, Seile u. s. w. kosten bei den verschiedenen Rundumsystemen zwischen 6000 und 8000 ℳ, mit einer guten 12pferdigen Locomobile würden also die Gesammtkosten nicht über 15000 ℳ betragen, während ein 12pferdiger Satz Maschinen beim Einmaschinensystem etwa 24000, beim Zweimaschinensystem aber etwa 33000 ℳ kostet.

Bei Howard's Rundumsystem (Fig. 3) steht der Windekarren hinter der Locomobile und ist mit derselben verstrebt, damit man die Winden durch einen Riemen von der Locomobile aus treiben kann. Die Seile gehen unter der Locomobile durch, über Leitrollen an ihrem vorderen Ende entweder direct oder noch über weitere Leitrollen nach den selbstthätig vorwärts rückenden Ankerwagen und von da nach dem Geräthe. Da der Druck der Seile auf alle Leitrollen, welche ein rechtwinkliges Ablenken herbeiführen, etwa 1,4 mal so gross ist wie der Zug im Seil, so entstehen nicht nur wesentlich mehr Reibungsverluste als beim Zweimaschinensystem, sondern die Seile werden auch durch das häufige Biegen rascher zu Grunde gehen, und auf weichem Boden können durch Nachgeben der Anker u. s. w. leicht Betriebsstörungen entstehen. Bei Howard's Rundumsystem wird bei Beginn der Arbeit so viel Feld umspannt, als die Seillänge von 1280ᵐ gestattet, und dann rücken die Ankerwagen bei der Arbeit immer näher gegen die Locomobile hin. Die Seilstücke zwischen Locomobile und Ankerwagen werden gewöhnlich durch Seilträger unterstützt.

Bei Fowler's Rundumsystem steht neben der Locomobile der Ankerwagen mit zwei Seiltrommeln auf verticalen Zapfen, und die Kraftübertragung erfolgt von der Kurbelwelle aus auf die Vorgelegewelle des Seilwagens durch eine Welle mit zwei Universalkuppelungen. Im Uebrigen ist die Aufstellung ganz ähnlich wie bei Howard's Rundumsystem, aber man stellt die Ankerwagen zunächst in die Nähe der Locomobile und lässt sie allmählich immer weiter wegziehen. Die Ankerwagen sind soweit selbstthätig, dass man nur eine Einrückung vorzunehmen hat, so oft das Geräth an einen Ankerwagen kommt. Die Fowler'sche Aufstellung hat im Allgemeinen ungefähr dieselben Vorzüge und Nachtheile wie die Howard'sche, aber einmal vorgekommenes falsches Wickeln des Seiles wird sofort beseitigt, weil immer mehr Seil ausgezogen, bei Howard aber immer mehr aufgewickelt wird, und ein Fehler im Wickeln leicht weitere erzeugt. Der Vortheil der geringen Bedienung, welche nur aus zwei oder drei Männern zu bestehen braucht, wird vollständig aufgehoben durch das umständliche Transportiren und Aufstellen, das nicht nur ziemlich viel Zeit und mehr Menschen, sondern auch Pferde erfordert. Da der Heizer stets weit vom Pfluge entfernt steht und nach Signalen arbeitet, so ist sein Dienst beschwerlicher als beim Ein- und Zweimaschinensystem, kommt aber das Losgehen eines Ankers vor, so dass eine Leitrolle ins Feld geschleudert wird oder ein Ankerwagen davonläuft, so geht sehr viel Zeit verloren, weil die geringe Bedienungsmannschaft nicht ausreicht, um wieder alles rasch in Ordnung zu bringen.

Um diesen Uebelständen zu begegnen, hat Fisken bei seinem Rundumsystem mit Hanfseil (Fig. 4) zwei bewegliche Windewagen mit je einer horizontalen Seiltrommel angewandt und lässt zwischen denselben das Geräthe durch Drahtseile, ganz wie bei Fowler's Zweimaschinensystem, hin und her ziehen, während über horizontale Seitrollen auf dem Windewagen, Leitrollen an den Ecken, eine Spannrolle und das mit Nuth versehene Schwungrad das endlose Hanfseil geht, das ununterbrochen in ein und derselben Richtung umläuft und ca. 12—13 mal grössere Geschwindigkeit als das Geräthe hat. An jedem Windewagen steht ein Mann, der durch eine Frictionskuppelung die vom Hanfseil getriebene Seilrolle mit dem Räderwerk des Windewagens in Verbindung bringen kann, der aber überdiess entweder die Trommel für das Zugseil oder für das Ankerseil einrückt, je nachdem das Geräthe hergezogen oder der Windewagen bewegt werden soll. Das seitliche Verschieben des Ankerwagens verhindert ein im Boden gehender starker Spaten. Bei der grossen Länge des Hanfseiles findet allmählich ein bedeutendes Strecken statt, das durch eine Rolle auf dem Spannwagen dadurch aufgehoben wird, dass man auf die Windetrommel des letzteren durch Drehen mittelst einer Kurbel mehr Ankerseil aufwickelt. Die Leitrollen an den Ecken liegen ziemlich hoch auf kleinen

Fig. 4




Karren, die verankert werden. Zwischen den Leitrollen werden noch kleine Tragrollen auf hölzernen Pfählen eingesteckt. Bei dem geringen Zuge im Hanfseil bietet die Befestigung der Anker für die Leitrollen und Windewagen keine Schwierigkeiten, und die Windewagen selbst haben ein so bedeutendes Gewicht, dass sie auch nicht leicht verschoben werden. Dagegen machen die Leit- und Tragrollen bei der Seilgeschwindigkeit von 10—15ᵐ ausserordentlich viele Umdrehungen in der Minute. Englische Versuche zeigten, dass für dieselben Geräthe unter sonst gleichen Umständen mit Fisken's Takel die indicirte Pferdekraft etwa 10 pCt. grösser ausfällt als mit Fowler's Locomotiven beim Zweimaschinensystem. Bei Fisken's System werden während der Arbeit selbst die niedersten Anforderungen an die Bedienungsmannschaft gestellt, weil der Heizer ganz ohne Rücksicht auf das Pflügen nur wie beim Dreschen heizt, während die beiden Arbeiter



Digitized by Google

an den Windewagen nur aus- und einrücken und vorwärts fahren. Diesen Vortheilen beim Arbeiten stehen Transport mit Pferden und umständliches Aufstellen gegenüber. Ueberdies muss bei allen Rundumsystemen das Takel von Zeit zu Zeit versetzt werden, während man beim Ein- und Zweimaschinensystem gewöhnlich von einem Ende des Feldes bis zum anderen pflügen kann.

Die Leistung der Dampfpflüge ist je nach der Pferdekraft, dem Boden, den Geräthen, dem Klima u. s. w. sehr verschieden. Aus einem siebenjährigen Durchschnitte der Leistungen mit einem 12pferdigen Fowler'schen Pfluge nach dem Zweimaschinensystem stellen sich in der Provinz Sachsen die Tagesleistungen für das Pflügen bei 200—250 mm Tiefe auf 4,5 ha, für das Grubbern auf 6,75 ha und für das Eggen auf 13,5 ha. Beim Pflügen auf 350—400 mm Tiefe ist die Leistung etwa 60 pCt. der oben für das flachere Pflügen angegebenen. Die Zahl der jährlichen Arbeitstage ist in Norddeutschland selten höher als 110. Die Kosten des Pflügens lassen sich für die verschiedenen Systeme nicht angeben, weil in jeder Berechnung zu viele veränderliche Grössen vorkommen, für welche man die Mittelwerthe nur willkürlich wählen kann.

Für Fowler's Dampfpflug mit zwei zwölfpferdigen Locomotiven giebt eine Berechnung des Hrn. v. Nathusius-Sommerschenburg aus sieben Jahren die mittleren Tageskosten einschliesslich Verzinsung, Unterhaltung und Abschreibung zu 175 ℳ, so dass das Flachpflügen etwa 39 ℳ, das Tiefpflügen etwa 65 ℳ, das Grubbern etwa 26 ℳ und das Eggen etwa 13 ℳ pro Hektar kostet.

Geräthe. Man verwendet bei der Dampfcultur gewöhnlich Pflüge, Grubber, Eggen und Walzen und nur seltener andere Geräthe. Die Pflüge und die tiefgehenden Grubber werden als Kippgeräthe (Fig. 1 und 4) gebaut, bei welchen man auf jeder Seite eines in der Mitte durch zwei Räder unterstützten Rahmens die nöthige Zahl von Schaare hat, die aber in entgegengesetzter Richtung stehen. Bei der Arbeit gehen die Schaare in der hinteren Rahmenhälfte im Boden, während die in der vorderen in der Luft schweben. Am Ende des Feldes wird der Rahmen um die Fahrachse gekippt, so dass nun die anderen Schaare bei der Rückfahrt arbeiten können. Bei flach gehenden Geräthen springen Kippgeräthe leicht aus dem Boden, und bei grossen Arbeitsbreiten bis zu 5 m werden sie auch zu schwer. Man macht deshalb Umwendegeräthe (Fig. 2), insbesondere für Grubber und Grubbereggen. Bei ihnen zieht das arbeitende Seil den Grubber in gerader Richtung, während das schlaffe Seil an einem seitlich vorstehenden Arme befestigt ist. Kommt der Grubber am Ende des Feldes an und das schlaffe Seil wird nun das arbeitende, so verdreht es zunächst den Arm gegen den Grubber und hebt durch diese Bewegung die Schaare aus dem Boden, dann verdreht es bei weiterer Bewegung das zum Steuern dienende Vorderrad und schliesslich dreht es den ganzen Grubber um, der dann zurückfährt und dabei durch einen darauf sitzenden Arbeiter gesteuert wird. Da die Umwendegrubber auf drei Rädern gehen, so kann man auch beim schwersten Geräthe den Tiefgang ganz beliebig klein machen. Am einfachsten sind die gewöhnlichen Eggen und die Walzen (Fig. 3). In beiden Fällen hat man einen vierrädrigen, zum Steuern eingerichteten Rahmen, zwischen dessen Rädern man die Egge oder die Walzen einhängt und dann einfach hin und her fährt. Kipppflüge kosten 2000—3500 ℳ, Umwendungsgrubber 1300—2500 ℳ, Eggen 1300—2200 ℳ und Walzen 1600—2000 ℳ.

# Ueber Entfernungsmesser.

Von **Julius Rudolph Krause** in Cassel.

(Vortrag, gehalten im Hessischen Bezirksvereine am 4. Mai 1880.)

Nicht selten tritt an den Geometer oder Ingenieur die Aufgabe heran, die Entfernung zweier Punkte, die direct nicht zugänglich sind, also nicht mit Maassstäben oder Stahlbandmaass gemessen werden kann, auf eine andere Weise zu ermitteln.

Kürzere Entfernungen, z. B. die Breite eines Flusses, resp. die Entfernung zwischen den an beiden Ufern befindlichen, markirten Punkten, bestimmt man auf folgende einfache, altbekannte Weise:

Fig. 1

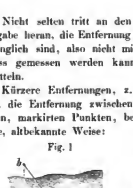
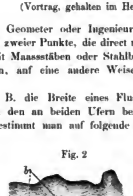



Fig. 2




Ist $ab$. Fig. 1, die zu messende Entfernung und $b$ der unzugängliche Punkt, so errichtet man in $a$ auf $ab$ eine Senkrechte $ae$ und auf $e$ eine desgleichen $ef$, halbirt Linie $ae$, deren Theilungspunkt $c$ markirt wird und verlängert dann $bc$ so weit, bis die Verlängerung $ef$ in $d$ schneidet; $ab$ ist dann gleich $ed$. Noch besser bedient man sich hierzu eines Winkelkopfes, der auch Winkel von 45° angiebt, wodurch die gesuchte Entfernung $ab$, Fig. 2, auf der rechtwinklig zu $ab$ abzusteckenden Linie $ac$ direct gemessen werden kann, indem man mit dem Winkelkopfe auf $ac$ denjenigen Punkt $c$ sucht, der mit $a$ und $b$ einen Winkel von 45° bildet. Die Katheten $ab$ und $ac$ sind dann gleich lang.

Ich habe in meiner Praxis mit recht gutem Erfolge einen Winkelspiegel von Mechanikus Otto Fennel in Cassel für solche Fälle angewendet.*) Als Stativ benutze ich ein Gasrohr, das eine mit Blei ausgegossene Stahlspitze hat. Selbst in stark geneigtem Terrain habe ich damit, unter Zuhilfenahme eines Lothes zum Einvisiren, recht günstige Resultate erzielt.

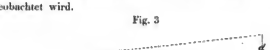
Schwieriger wird der Fall, wenn zwischen zwei Punkten eine grosse Entfernung und unüberschreitbares Terrain (See, Moor etc.) liegt. Dann muss man die Ermittelung der Entfernung auf Umwegen durch geometrische Aufnahme eines polygonalen Zuges oder auf trigonometrischem Wege zu bewerkstelligen suchen. Das sind aber zeitraubende Operationen, die das Bedürfniss hervorriefen, eine kürzere Verfahrungsweise aufzufinden. So entstanden die Distanzmesser.

*) Auch das Dörgen'sche Prisma ist für diesen Fall verwendbar. D. Red.

Digitized by Google

Die meisten der älteren derartigen Instrumente beruhen auf dem Principe, dass die Entfernung zweier Punkte sich bestimmen lässt durch den optischen Winkel, unter welchem ein Object von bestimmter Grösse erscheint, welches auf einem der beiden Punkte aufgestellt und von dem anderen Punkte aus beobachtet wird.

Fig. 3




Wenn $d$, Fig. 3, ein solches Object (eine Latte), $\alpha$ der Beobachtungspunkt ist und $a$ und $b$ dem Maasse nach bekannt sind, so ergiebt sich die Entfernung

$$x = \frac{d\,b}{a} = d \operatorname{etg} \alpha.$$

Dr. Romershausen's Distanzfernrohr basirt auf diesem Principe. Es ist ein Tascheninstrument und wird in freier Hand gebraucht (obschon es auch auf einem entsprechend hohen Stabe aufgeschraubt werden kann). Es besteht aus einem Visirrohre $b$, Fig. 4, ohne Linsen, dessen Objectiv eine Planglasscheibe hat, auf welcher, wie in Fig. 5 in natürlicher

Fig. 4

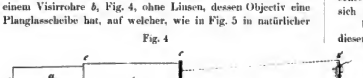
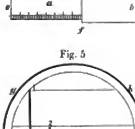



Fig. 5




Grösse angegeben ist, parallele Linien eingeätzt sind. Die unterste Linie $ik$ wird die Grundlinie genannt. Das Rohr hat einen Auszug $a$ mit 5 einzelnen Scalen, welche den 5 Abständen der horizontalen Linien des Objectives von der Grundlinie entsprechen und demgemäss bezeichnet sind. Das Ocular $O$ dieses Auszuges wird aus einer kleinen kreisförmigen Oeffnung gebildet.

Das Instrument wird aufmöglich mit eingeschobenem Auszuge gebraucht, indem man die Grundlinie $ik$ auf den Fusspunkt $x$ des Objectes einstellt und nachsieht, welche von den mit 1—1, 2—2 u. s. w. bezeichneten Linien mit der Höhe des Objectes $xx^1$ annähernd übereinstimmt. Diese Linie wird nun im Auge behalten und der Auszug $a$ soweit herausgezogen, bis der obere Punkt $a^1$ des Objectes genau in die entsprechende obere Horizontallinie fällt. Die auf dem Auszuge durch $ef$ bestimmten Scalentheile geben dann den Werth an, mit dem die bekannte Grösse $xx^1$ multiplicirt werden muss, um ihre Entfernung vom Beobachtungspunkte zu erhalten. Dieses Distanzfernrohr erfreute sich, obschon es nach jetzigen Begriffen sehr mangelhafte Resultate lieferte, unter den militärischen Schriftstellern noch Anfang der 50er Jahre eines gewissen Rufes und fiel erst der Vergessenheit anheim, nachdem Frauenhofer und Reichenbach ihren Distanzmesser einführten.

Ueber Reichenbach's Distanzmesser bemerke ich, dass derselbe aus einem Fernrohre von möglichst grosser Helligkeit und Vergrösserung besteht, dessen Diaphragma statt eines noch zwei Horizontalfäden hat, welche so weit aus einander stehen, dass das Verhältniss der Ablesung von einer genau getheilten Nivellirlatte zur Entfernung wie 1 : 100 ist.

Wenn also die beiden äusseren Horizontalfäden $ab$, Fig. 6, auf der Latte $2{,}37^{m}$ einschliessen, so befindet sich die Latte $237^{m}$ vom Fernrohre entfernt.

Fig. 6

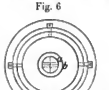
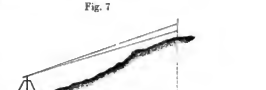



Fig. 7



Ein Nachtheil dieses Distanzmessers ist, dass die gefundenen Entfernungen sich auf die Neigungen beziehen (Fig. 7), und deshalb erst auf den Horizont reducirt werden müssen. Trotzdem hat selten ein anderes Instrument eine ähnliche Anerkennung und Verbreitung gefunden wie gerade dieses. Es existirt kein militärischer Messtisch ohne ein Reichenbach'sches Distanzfernrohr an der Kippregel, ebenso kann man sich keinen Tachymeter ohne ein solches denken.

Um zu zeigen, wie wichtig gerade für die Tachymeter dieser Distanzmesser ist, werde ich mir ein anderesmal erlauben, auf den von Mechanikus Otto Fennel in Cassel gefertigten sogenannten Wagner-Fennel'schen Tachygraphometer aufmerksam zu machen, der den vorher erwähnten Uebelstand nicht allein vollständig hebt, sondern solchen sogar zu einer directen Höhenangabe ausbeutet.

Da durch Reichenbach's Distanzmesser für die geometrischen Zwecke ausreichend gesorgt ist, entstand auch beim Militär, namentlich bei der Artillerie mit der Zunahme der Treffsicherheit der Geschütze, das lebhafte Verlangen, Instrumente zu besitzen, mit denen man grosse Entfernungen möglichst genau vom Platze aus ohne Hülfsmittel und ohne Rechnung u. s. w. bestimmen könne. Es entstanden so im Laufe des letzten Jahrzehntes unzählige solcher Instrumente, von denen die älteren die gesuchte Entfernung mittelst einer zu messenden Basis von $25^{m}$ und darüber hinaus angeben. Ich nenne Nolan und Paschwitz.

Eine specielle Besprechung dieser an sich sehr interessanten Art von Instrumenten werde ich mir deshalb versagen, weil sie „Entfernungsmesser" im wahren Sinne des Wortes nicht genannt werden sollten. Denn wenn erst eine längere Basis gemessen und an deren Enden zwei Apparate aufgestellt werden sollen, so wird gegenüber trigonometrischer Behandlung weder an Zeit noch an Schärfe des Resultates irgend etwas Nennenswerthes gewonnen.

Seit Einführung des Deutschen Reichs-Patentgesetzes geht das Streben hauptsächlich dahin:

> Instrumente zu construiren, die keiner Aufstellung einer Latte, noch der Messung einer Basis bedürfen, sondern vom Platze aus die Entfernungen zu bestimmen vermögen.

In dieser Richtung sind sehr erfreuliche Fortschritte bereits zu verzeichnen.

Hauptsächlich unterscheiden sich zweierlei Arten von Constructionen und zwar Entfernungsmesser mit veränderlicher Basis und solche mit am Instrument befindlicher unveränderlicher Basis.



Digitized by Google

### I. Entfernungsmesser mit veränderlicher Basis.

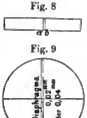
Zu diesen gehören:

a) Der Entfernungsmesser von Robert Titze in Oppau bei Michelsdorf und T. Ertel & Sohn in München. D. R.-P. No. 1477 vom 21. August 1877. Nachstehende Beschreibung ist der betreffenden Patentschrift wörtlich entlehnt.

„Versuche mit einem Instrumente, Fig. 8 und 9, von zwei rechtwinkligen Linien, deren Differenz $a\,b$ so an einem Gegenstande parallel vorübergeschoben wurde, dass, während die Bewegung der Differenz von links nach rechts erfolgte, das Messobject die umgekehrte Bewegung machte, ergaben ein arithmetisches Verhältniss der Schiebung, nämlich 1 : 2 : 3 etc., je nachdem der Gegenstand 100, 200, 300$^m$ etc. entfernt war, d. h. es wurde bei einem 200$^m$ entfernten Gegenstande doppelt so weit geschoben als bei einem 100$^m$ entfernten, und bei einem 300$^m$ entfernten dreimal so weit etc. Zugleich zeigte diese Methode den Vortheil, dass die Messung an der Scala bei weit entfernten Gegenständen sich (und zwar arithmetisch) verlängerte, daher immer messbarer wurde, während bei anderen Messinstrumenten bei weiten Entfernungen sich die Scala so verfeinerte, dass sie nicht mehr messbar war.

Fig. 8

Fig. 9




Ein Fernrohr $c\,d$, Fig. 10, ist mit zwei verticalen und einer horizontalen Linie, Fig. 9, versehen; der Abstand der Verticalen von einander ist bekannt. Eine Schraube $g$, Fig. 10, dient zur Senkung und Hebung des Messobjectes im Glase, Schraube $e$ dient nur zur Klarstellung des Bildes, während Schraube $f$ zur Befestigung des Rades angebracht ist.

Fig. 10

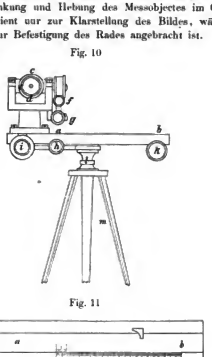
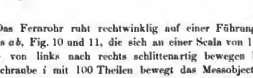
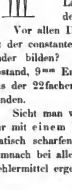



Fig. 11




Das Fernrohr ruht rechtwinklig auf einer Führung mit Nonius $a\,b$, Fig. 10 und 11, die sich an einer Scala von 110$^{mm}$ Länge von links nach rechts schlittenartig bewegen kann. Die Schraube $i$ mit 100 Theilen bewegt das Messobject von rechts nach links im Glase und umgekehrt und dient zur Einstellung desselben in den linken Strich, sowie zur Ausgleichung eines Theiles der Differenz, um die Verschiebung an der Scala zu verringern und dieselbe zu grösseren Messungen zu disponiren. Das Getriebe $k$ dient zur Bewegung, Schraube $h$ zur Fixirung der Scala, Schraube $l$ zur Befestigung des ganzen Instrumentes auf dem Stativ. Dieses dient zur Aufstellung, kann aber auch durch eine Schraubenmutter am Geschütz etc. und zwar mit Vortheil ersetzt werden. Zunächst wird das Instrument auf das feststehende Stativ mittelst Schraube $l$ durch den Hebel fest aufgeschraubt. Die Schrauben $f$ und $h$ sind lose, Schiebungsscala möglichst horizontal und in 0°. Mit Schraube $e$ wird alsdann das Bild geklärt. Weiter wird mit der Hand das Instrument so gerichtet, dass das Messobject im Gesichtsfelde des Fernrohres erscheint, dann Schraube $f$ und $h$ fest angezogen, um das Entschwinden zu verhüten. Ist nun das Object durch Schraube $g$ in der Nähe der oben erwähnten Querlinie, Fig. 9, gebracht und durch Schraube $i$ so bewegt worden, dass es sich mit einem, womöglich scharf abstehenden Theile an den linken Faden des Diaphragmas anlehnt, so ist die Messung vorbereitet.

Fig. 11a



Die Messung selbst geschieht wie folgt: Getriebe $k$ bewegt den Schlitten unter gleichzeitiger Beobachtung des Messobjectes so lange nach rechts, bis das Messobject zum rechten Faden in demselben Verhältnisse steht, wie bei der Einstellung in den linken Faden (Fig. 11a).

Je weiter der Gegenstand entfernt ist, desto weiter muss man die Schlitten nach rechts bewegen, und steht diese Schiebung zur Entfernung im arithmetischen Verhältnisse. Die Länge der Schiebung wird an der Scala und dem Nonius bestimmt."

Vor allen Dingen kommt hierbei in Betracht, wie gross ist der constante Winkel, den die beiden Visirlinien mit einander bilden? Derselbe berechnet sich aus 0,09$^{mm}$ Fadenabstand, 9$^{mm}$ Entfernung des Diaphragmas vom Oculare und aus der 22fachen linearen Fernrohrvergrösserung auf 20,63 Secunden.

Sicht man von der mangelnden Schärfe der Visur ab — nur mit einem Faden —, ebenso von der unmöglich mathematisch scharfen geraden Schlittenschiebung, so würde sich demnach bei allergünstigst gedachten Bedingungen immer ein Fehlermittel ergeben

auf 100$^m$ von 5,00$^m$
„ 1000$^m$ „ 50,00$^m$
„ 5000$^m$ „ 250,00$^m$.

In Wirklichkeit kann man aber das Doppelte ruhig annehmen, ohne sich von der Wahrheit zu entfernen.

b) Der Proportional-Distanzmesser von Adolf Sammereyer in München. D. R.-P. No. 2164 vom 28. December 1877. Derselbe besteht aus folgenden Hauptbestandtheilen:

1) einem Messtische, dessen Platte $P$, Fig. 12, horizontal stell- und drehbar ist;

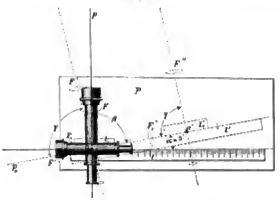
2) einem genau gearbeiteten Lineale $l$, das um einen Punkt $a$ um einen bestimmten Winkel (3 Minuten) drehbar ist;

3) einem zweiten kürzeren Lineale $l_1$. Auf diesem befinden sich 2 Fernrohre $F$ und $F_1$. Die Achse des Hülfs-Fernrohres $F_1$ ist mit der Linealkante $l_1$ unverrückbar parallel. Die Achse des Fernrohres $F$ steht dagegen normal zu dieser Kante, ist jedoch so montirt, dass der Winkel von 90° auch verändert werden kann. Ausserdem lassen beide Fernrohre eine Einstellung auf das Object in der verticalen Ebene zu. Die Messung wird bewirkt, indem man Messtisch $P$ horizontal

Digitized by Google

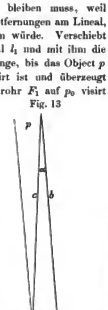
und die Fernrohre so am Lineal $l$ verschiebt, dass die optische Achse des Rohres $F$ durch den Drehpunkt $a$ geht. Man visirt dann durch $F$ das Object $p$ ein, wobei der Messtisch horizontal gedreht wird. Hierauf wird das Lineal $l$ um den Winkel von 3 Minuten mittelst einer Mikrometerschraube verschoben. Hierdurch kommen die beiden Fernrohre in die Lage $F'$ und $F_1'$, und man sucht nun mit dem Hülfs-Fernrohre $F_1$ ein Hülfsobject $p_0$ in der optischen Achse desselben, wobei das Rohr geneigt werden darf, da hierdurch eine Veränderung des Winkels $\gamma$ nicht eintritt. Zu bemerken ist, dass der Winkel $\gamma$, obwohl die Construction eine Veränderung

Fig. 12



zulässt, nach Möglichkeit ein Rechter bleiben muss, weil anderenfalls eine directe Ablesung der Entfernungen am Lineal, wie später beschrieben, fehlerhaft werden würde. Verschiebt man nach diesen Operationen das Lineal $l_1$ und mit ihm die beiden Fernrohre an dem Lineal $l$ so lange, bis das Object $p$ wiederum scharf im Fernrohr $F$ einvisirt ist und überzeugt sich, indem man durch das Hülfs-Fernrohr $F_1$ auf $p_0$ visirt davon, dass ausser der Verschiebung

Fig. 13



keine Verdrehung der beiden Fernrohre stattgefunden hat, so ergiebt das Maass der Verschiebung auf der Theilung des Lineals $l$ direct die zu messende Entfernung $ap$. Wenn Lineal $l$ 1$^m$ lang und um 3 Minuten drehbar ist, so könnten Entfernungen $ap$, Fig. 13, bis $\left(\cos\beta = \frac{a}{c};\ c = \frac{1^m}{\cos 89°57'}\right) = 1145{,}9^m$ bestimmt werden. Das Lineal ist demzufolge in 1146 Theile getheilt, die je einem Meter Entfernung entsprechen. Es liegt also diesem Distanzmesser zu Grunde:

1) die mathematische Voraussberechnung,

2) der geometrische Satz: Wenn man zur Seite eines Dreiecks parallele Linien zieht, so verhalten sich die Abschnitte wie die ganzen Seiten.

Der Erfinder erkannte die Schwächen dieser Art der Messung, indem er die nicht mathematisch scharf geradlinig auszuführende Verschiebung am Lineale $l$ durch das Hülfs-Fernrohr auszugleichen bestrebt war, was erreicht wird, wenn sich zufällig in der Visirlinie von $F_1$ ein genügend scharf markirtes Object vorfindet. Ist dieses nicht der Fall, dann muss man den Messtisch um mehrere Grade verschieben, bis man ein geeignetes Alignement für $F_1$ gefunden hat und fängt die vorbeschriebene Operation nochmals von vorne an, wobei der Winkel $\gamma$ zwischen beiden Fernrohrachsen nicht mehr ein Rechter bleiben kann. Nimmt man nur eine Abweichung von 5° an, so berechnet sich der bei der directen Ablesung am Lineal $l$ sich ergebende Fehler für die Entfernung $ap = 1145{,}9^m$ unter Beibehaltung der obigen Verhältnisse, wenn $\gamma = 85°$, $ap = \frac{1}{\sin 3'}\sin\gamma = 1141{,}1^m$, d. h. der Fehler zu $4{,}4^m$.

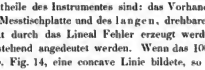
Der Erfinder sagt selbst: „Der Patentanspruch gründet sich auf die eigenthümliche Anbringung eines Hülfs-Fernrohres, welches ungeachtet kleiner Ungenauigkeiten der Grundlinie, welche sonst die Messung unbrauchbar machen würden, brauchbare Messungen ermöglicht.“

Wird das Lineal nur um 1 Minute 30 Secunden gedreht, so können Entfernungen bis $2290^m$ bestimmt werden.

Die grundgebende Idee ist unstreitig richtig, und könnten mit diesem Instrumente auch günstige Resultate erzielt werden, nämlich bei $1000^m$ Entfernung 1.4, bezw. $5.4^m$ Fehlermittel, „ $2000^m$ „ $22.4^m$ „ „ wenn das Instrument so genau ausgeführt und erhalten werden könnte, als unerlässliche Voraussetzung ist.

Nachtheile des Instrumentes sind: das Vorhandensein der grossen Messtischplatte und des langen, drehbaren Lineales. Wie leicht durch das Lineal Fehler erzeugt werden können, soll nachstehend angedeutet werden. Wenn das $1000^m$ lange Lineal $ab$, Fig. 14, eine concave Linie bildete, so dass bei $b$

Fig. 14

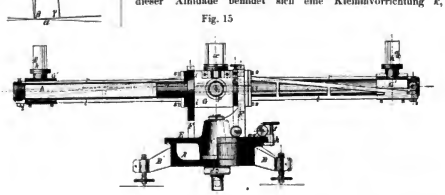


die Abweichung von der Graden nur $0{,}01^m$ betrüge, so würde beim Einvisiren des Objectes ein Fehler (der nicht durch $F_1$ zu beseitigen ist) von $\beta = 2.0$ bis $4.0$ Secunden verursacht, und die Differenz nunmehr $2.9$ bis $5.8^m$, resp. $11.3$ bis $22.4^m$ bei $1000^m$ Entfernung und von $44.8$ bis $89.6^m$ bei $2000^m$ Entfernung betragen.

c) Der Entfernungsmesser von Friedrich Neesen in Berlin. D. R.-P. No. 6915 vom 11. December 1878.

In der Mitte des Fussgestelles $A$ mit drei Armen $B$ für die Stellschrauben ist ein conisch gedrehter Zapfen $C$, Fig. 15, senkrecht mittelst Mutter $d$ eingeschraubt und dient zur Aufnahme der drehbaren, scheibenförmigen Alhidade $E$. An dieser Alhidade befindet sich eine Klemmvorrichtung $k$,

Fig. 15



Digitized by Google

mittelst welcher durch Schraube *f* die Alhidade mit dem Fussgestelle *A* fest verbunden wird. Zur feinen Einstellung dient *f*[1].

Die Alhidade trägt die Lagerarme *F*, in welche das eigentliche Instrument eingelegt und um welche es im verticalen Sinne gedreht werden kann. Der Hauptheil dieses Instrumentes besteht aus dem würfelförmigen Mittelstücke *G*, das rechts und links je einen runden Zapfen *g* trägt, welcher zur Aufnahme der Führungsrohre *h* dient. Das Mittelstück *G* hat zwei eingedrehte Lagerstellen *i*, auf welche Stahlringe warm aufgezogen und genau cylindrisch bearbeitet sind. An diese Stahlringe werden die Führungsrohre *h* mittelst Schrauben *s* angeschraubt. Die beiden genau cylindrisch gedrehten Rohre *h* dienen als Führungen für die Schlitten *G*[1], welche zur Aufnahme der Spiegel *k* dienen. Die Spiegel *k* sind unter einem bestimmten Winkel (nahezu 45°) gegen die Achse der Führungsrohre *h* durch Schraube *a* einzustellen.

Die genaue und gleichmässige Verschiebung dieser beiden Spiegelschlitten wird durch die aus Fig. 17 ersichtliche Construction erreicht. In dem würfelförmigen Mittelstücke *G* ist ein Trieb *n* gelagert, in welchen ober- und unterhalb je zwei Zahnstangen *s* und *s'* eingreifen, die an die Spiegelschlitten

Fig. 16

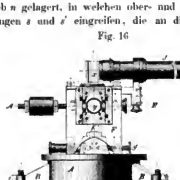
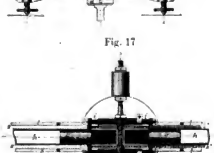


Fig. 17



befestigt sind. Diese Zahnstangen haben in den Flantschen der Rohre *h* genaue Führung. Die auf den Führungsrohren angebrachte Stahlschiene *r*, welche die Schlitten gegen Drehung sichert, ist mit feiner Theilung versehen, auf welcher die Stellung der Spiegel *k* abgelesen und die Entfernung des Objectes direct bestimmt werden kann. Eine feinere Ablesung gestattet die auf Trieb *n* festsitzende Trommel *p*, Fig. 17. Gegen Durchbiegungen und Erschütterungen sind die Rohre *h* durch die an die Flantschen angeschraubten Träger *t* gesichert. Am Ende der Führungsrohre sind um diese Stahlringe *u* mit eingeschraubten Kugelzapfen *v* gelegt, gegen welche die Träger mittelst Muttern *x* fein eingestellt werden können.

Auf das würfelförmige Stück *G* ist der Winkelspiegel *x* fest aufgeschraubt, vor diesem ein ganzes, einstellbares Fernrohr *J*, Fig. 16, angebracht und das Ganze durch ein Gegengewicht ausbalancirt.

Zur rechten Seite des Fernrohres befindet sich die Klemmvorrichtung *K*[1]. Schraube *y* dient zur feinen Einstellung.

Die Benutzung des Instrumentes ist folgende: Der zu beobachtende Gegenstand wird mittelst der Horizontal- und Verticaleinstellung eingestellt und die Spiegelschlitten *G*[1] durch Trieb und Zahnstangen so lange verschoben, bis die beiden Bilder der Spiegel *k k* sich decken. Die Stellung der Spiegel, bezw. die Entfernung des Objectes wird dann auf der getheilten Stahlschiene *r* und Trommel *p* abgelesen.

Patentansprüche: „1) Die Verbindung von zwei gegen einander verschiebbaren Spiegeln mit einem Fernrohr zu einem Entfernungsmesser in der Weise, dass die Entfernung der beiden Spiegel beim Einspielen des direct gesehenen Bildes*) und des Spiegelbildes von *O* unmittelbar ein verkürztes Mass für die gesuchte Entfernung ist.

2) Die Anwendung des Verschwindens des total reflectirten Spiegelbildes von *o* als Zeichen für die richtige Einstellung des Instrumentes."

Fig. 18

Angenommen, *k* und *x*, Fig. 18, wären vorzügliche Pariser Spiegel (die nebenbei gesagt recht theuer sind), so dass die Reflectionsbilder bis zur äussersten Grenze der Beobachtungsschärfe zusammenfallen, so könnten, wenn Winkel *o* gleich 30 Secunden angenommen wird, Entfernungen von 171,88[m] mit 5,73[m] Fehlermittel, bis 3437,74[m] mit 114,6[m] Fehlermittel, und wenn Winkel *o* mit 1 Minute normirt wird, so könnten Entfernungen von 343,77[m] mit 5,73[m], bis 1718,86[m] bis 28,65[m] mittlerer Fehlerdifferenz bestimmt werden.

Könnte man eine längere Basis, z. B. 1[m], anwenden (es sind nur 0,5[m] angenommen), so würde die Genauigkeit der Messung schon um das Doppelte zunehmen; dagegen würde der Temperaturwechsel auch um so empfindlicher in nachtheiliger Weise sich geltend machen.

Eine Justirung dieses Instrumentes kann nur in der Weise vorgenommen werden, dass man die Spiegel für eine vom Aufstellungspunkte aus genau ermittelte Entfernung eines scharf markirten Objectes einstellt, und dass man das ganze Instrument dann so richtet, dass das Fernrohr *J* das Object genau einvisirt. Erst dann kann man die Spiegel *k* durch die Schrauben *a* so einstellen, dass die Bilder zusammenfallen, bezw. verschwinden.

Für den praktischen Gebrauch ist die Construction dieses Instrumentes, so logisch sie auch durchgeführt ist, viel zu complicirt und zu sehr den Temperatureinflüssen unterliegend.

## II. Entfernungsmesser mit am Instrumente befindlicher unveränderlicher Basis.

a) Entfernungsmesser von Max Dörnert in Berlin. D. R.-P. No. 2359 vom 5. Februar 1878. Derselbe ist der reinste Repräsentant dieser Construction und beruht auf folgendem einfachen Principe:

Es sind *oz* und *rz*, Fig. 19 und 20, die Achsen zweier Fernrohre, *or* ein Verbindungsstab, welcher um *o* drehbar

*) Aus der Patentschrift lässt sich nicht ersehen, inwiefern die Möglichkeit einer directen Visur auf das Object gegeben ist; ebenso bleibt im Patent-Anspruch 2 unverständlich, in welcher Weise das „Verschwinden des total reflectirten Spiegelbildes" als Zeichen für die richtige Einstellung gelten kann. D. Red.

Digitized by Google

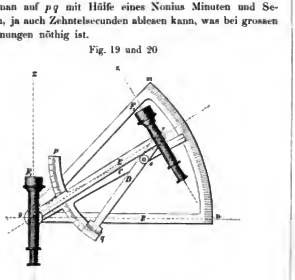
und rechtwinklig zu $rz$ steht, so dass $orz$ der rechte Winkel eines rechtwinkligen Dreiecks $orz$ ist.

Ist $z$ der Zielpunkt, also der Punkt, in welchem sich nach genauer Einvisirung die Fernrohrachsen in ihrer Verlängerung schneiden und misst man den Winkel $zor$, so ergiebt eine einfache trigonometrische Berechnung die Seite $oz$ des rechtwinkligen Dreiecks $orz$, um deren Ausmass es sich handelt, und zwar ist

$$oz = \frac{or}{\cos(zor)}.$$

Zur Messung des Winkels $zor$ dienen die beiden Kreistheilungen $mn$ und $pq$, und zwar entspricht $pq$ einem Grade des Kreisbogens $mn$, durch Hebelübersetzung vergrössert, so dass man auf $pq$ mit Hülfe eines Nonius Minuten und Secunden, ja auch Zehntelsecunden ablesen kann, was bei grossen Entfernungen nöthig ist.

Fig. 19 und 20



Die Messung selbst geht nun wie folgt von statten. Zunächst wird das auf dem Untergestelle $A$ des Instrumentes feste und nur in der Verticalebene bewegbare Fernrohr $F_1$ genau auf das Object einvisirt, welches sodann durch Bewegung des Armes $C$ über dem Kreisbogen $mn$ auch in das Gesichtsfeld des Fernrohres $F_2$ gebracht wird. Hierauf wird der Indexstrich von $C$ mit dem zunächst liegenden Theilstriche des Limbus $mn$ genau in Uebereinstimmung gebracht, dessen Kreistheilung sich über einen Winkel von 45° erstreckt und halbe Grade direct ablesen lässt. Nunmehr wird mit dem Uebersetzungshebel $D$ mit grossem Uebersetzungsverhältniss, welcher, um den Punkt $s$ auf dem Arme $C$ drehbar, auf dem Kreisbogen $pq$ die zur scharfen Einstellung des Fernrohres $F_2$ ferner erforderliche Winkelbewegung der Linie $or$ (d. i. des Armes $E$, zu welchem die Fernrohrachse $F_2$ unverrückbar normal montirt ist) genau misst, die Operation beendet.

Die Bewegungen der Arme $C$ und $D$ werden durch Mikrometerschrauben bewerkstelligt. Es ist noch zu bemerken, dass vor der ersten Einstellung des Fernrohres $F_1$ der Nullpunkt des Nonius von $D$ mit dem Theilstriche 30 des Limbus $pq$ einspielen muss. Hat man nun das Fernrohr wieder genau einvisirt, so liest man auf dem Theilkreise $mn$ die ganzen Grade und auf dem kleineren $pq$ die Minuten, Secunden und Zehntelsecunden ab und ersieht dann die Entfernung direct aus einer dazu berechneten Tabelle.

Wenn diese Construction eine Ausdehnung der Basis von $0{,}5^m$ auf $1^m$ und darüber zuliesse, was leider nicht der Fall ist, weil der grosse Bogen $mn$ bei $1^m$ Fernrohrabstand allein schon $0{,}78^m$ betragen würde (das Instrument würde mithin unförmlich werden), wenn ferner die unerlässliche Vorrichtung vorhanden wäre, die rechtwinklige Lage des Fernrohres $F_1$ zu $on$ und die des Fernrohres $F_2$ zu $or$ jeden Augenblick prüfen und event. berichtigen zu können, so dass bei 90° beide Fernrohre scharf parallel und rechtwinklig zu $on$ gerichtet sein müssen, wenn endlich die Fernrohre statt eines Verticalfadens deren zwei hätten, um schärfer einvisiren zu können, so wäre ein wirklich brauchbares Instrument gewonnen. Freilich würde sich auch hier der Einfluss des Temperaturwechsels geltend machen.

Dörnert's Instrument ergiebt bei allergünstigsten Annahmen folgende mittlere Fehlergrenzen:

| | | | |
|---|---|---|---|
| bis | $110^m$ | so genau wie Kettenmessung | |
| bei | $500^m$ | $2.0^m$ | mittlere Fehlerdifferenz |
| „ | $1000^m$ | $9.6^m$ | „ „ |
| „ | $1500^m$ | $21.8^m$ | „ „ |
| „ | $2000^m$ | $38.0^m$ | „ „ |
| „ | $2500^m$ | $60.6^m$ | „ „ |
| „ | $3000^m$ | $87.3^m$ | „ „ |

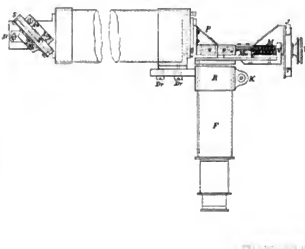
b) Entfernungsmesser von Böttcher in Leipzig. D. R.-P. No. 5453 vom 12. Juli 1878 und Zusatz-Patent No. 7589 vom 17. December 1878. Dieses Instrument beruht auf dem Principe des Spiegelsextanten.

Die spiegelnden Flächen, Prisma $P$ und Spiegel $S$, sind $0{,}5^m$ von einander entfernt und einander parallel in einem Winkel von 45° zur Längsachse des Instrumentes.

Der Spiegel $S$ ist mit seiner Platte $Pl$ mittelst zweier Anzugsschrauben $An$ und einer Druckschraube $Ab$ um seine eigene Längsachse stellbar, um in parallele Lage mit $P$ gebracht werden zu können.

Das reflectirte Bild wird im Fernrohre $F$ mittelst eines Heliometer-Objectivs $OO^1$ von $162^{mm}$ Brennweite und $27^{mm}$ Durchmesser mit dem direct gesehenen vereinigt. Ein derartiges Objectiv besteht bekanntlich aus einem achromatischen Linsensysteme, welches durch einen diametralen Schnitt in

Fig. 21



Digitized by Google

zwei Hälften getrennt ist, von denen nun jede von einem in endlicher Entfernung sich befindenden Objecte ein Bild entwirft. Beide Bilder fallen scharf zusammen, so lange die relative Lage der Objectivtheile nicht verändert wurde; sie trennen sich aber, sobald man die Spaltbreite verändert. Umgekehrt kann man durch Veränderung der Spaltbreite die Bilder zweier im Gesichtsfelde sichtbarer Objecte vereinigen, wobei durch das Maass der Verschiebung der einen Hälfte gegen die andere der Winkelabstand der beiden Objecte gegeben ist.

Die Bewegung der einen Hälfte $O^1$ gegen die feststehende andere Hälfte $O$ geschieht senkrecht im Schlitten $L$ vermittelst der Mikrometerschraube $M$, welche die mit der Hälfte $O^1$ durch Schrauben verbundene Mutter $Mu$ vor- und rückwärts schiebt, wenn die Spindel mittelst der Trommel $T$ gedreht wird. Der Index $J$ sitzt auf der Mutter fest und lässt die Trommel $T$ frei unter sich rotiren. $M$ enthält eine Spiralfeder, welche durch Andrücken der Mutter $Mu$ jeden todten Gang der Schraube verhütet. Letztere stützt sich mit der Vorstossplatte $V$ auf den Querarm des Schlittens $L$. Die Entfernungen werden an der Trommel $T$ mittelst des Index $J$ abgelesen.

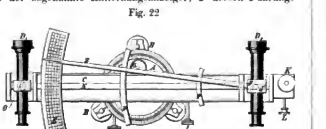
Das auf die Objectivfassung aufgeschraubte Hauptrohr $F$ wird mittelst der Klemmschraube $K$ in dem breiten glatten Ringe $R$ festgestellt. Der Ring ist stellbar und durch Druckschrauben $Dr$ zu fixiren. Das ganze Fernrohr kann somit auf- und abwärts, vor- und rückwärts und um seine optische Achse bewegt werden.

Von diesem Instrumente gilt dasselbe, was zu Patent No. 6915 gesagt ist, nur muss hier noch hervorgehoben werden, dass man die Angabe vermisst, wie Spiegel $S$ parallel mit Prisma $P$ eingestellt wird. Die Vorrichtung dazu, Drehbarkeit und event. Verschiebung des Spiegels ist wohl vorhanden, aber wie kann die Controlle der mathematisch scharfen Parallelstellung ohne mühevolle und zeitraubende Arbeit erreicht werden?

c) **Entfernungsmesser** von J. Krause in Cassel. D. R.-P. No. 7239 vom 12. März 1879.

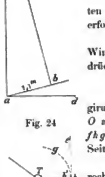
$A$ und $B$ bilden den Dreifuss zum Horizontaleinstellen des Instrumentes. $C$ ist ein Kasten, auf dem das Fernrohr $D_1$ rechtwinklig zur Längsachse befestigt ist. Fernrohr $D_2$ ist durch Rohr $N$, dessen Drehpunkt $O$ genau unter dem Schnittpunkte der optischen Achse von $D_1$ mit der Instrumentenachse liegt, dergestalt um $D_1$ beweglich, dass $D_2$ immer rechtwinklig zum Rohre $N$ steht, wobei durch das letztere die Entfernung der beiden Fernrohre, d. h. die Länge der Basis, welche der Messung zu Grunde gelegt wird, constant erhalten wird. $E$ ist der sogenannte Entfernungsanzeiger; $F$ dessen Führungsbögen; $G$ eine Dosenlibelle; $H$ und $J$ Klemm- und Mikrometerschraube zum Einstellen von $D_1$, bezw. des ganzen Instrumentes. Klemmschraube $K$ und Mikrometerschraube $L$ dienen zum Festhalten und zur Bewegung des Fernrohres $D_2$ um den Drehpunkt $O$. $Z$ ist ein Zeiger, dessen längerer Arm $ZT$ 100 mal so lang wie der kürzere $Tu$ ist. $T$ ist der Drehpunkt des Zeigers und $u$ der am Zeiger befestigte Treibstift. Der Gebrauch ist aus der Construction gegeben.

Fig. 22



Wenn ein bestimmtes Object mittelst der Doppelfäden von $D_1$ scharf einvisirt und das Instrument festgestellt ist, verschiebt man das Rohr $N$ und mit ihm das Fernrohr $D_2$ mittelst der Mikrometerschraube $L$ so lange um den Drehpunkt $O$, bis die Doppelfäden von $D_2$ dasselbe Object mit gleicher Schärfe wie diejenigen von $D_1$ fassen. Die Bewegung des Fernrohres $D_2$ wird durch den Zeiger $Z$ 100 mal grösser in entgegengesetzter Richtung auf dem Entfernungsanzeiger $E$ angegeben, von dem mittelst des scharfen Zeigerindexes die gesuchte Entfernung von der auf $E$ aufgetragenen Theilung abgelesen wird.

Fig. 23




Durch das vorerwähnte Einvisiren eines Objectes mit beiden Fernrohren wird in Fig. 23 $\angle\, acb = \angle\, bad$ direct gemessen.

Aus dem constanten Abstande beider Fernrohre von $1{,}1^{m}$ und dem gemessenen Winkel berechnet sich die Entfernung

$$ac = \frac{1{,}1}{\sin(bad)}.$$

Die Eintheilung des 100 mal vergrösserten Bogens, also des Entfernungsanzeigers $E$ erfolgte:

1) auf Grund der Berechnung aller Winkel (der auf dem Maassstabe ausgedrückten Entfernungen);

2) der dazu gehörigen Bögen;

3) Theilung dieser Bögen vom Tangirungspunkte $h$ des ideellen Bogens $dhe$ um $O$ als Mittelpunkt und des Zeigerstift-Bogens $fhg$, Fig. 24, aus beginnend nach beiden Seiten, um hieraus

Fig. 24

4) den Weg, bezw. die Bogenlänge berechnen zu können, die der Zeigerstift $U$ beim Schieben beschreibt:

$$\sin(hTd^1) = \frac{h^1d^1}{Td^1} = \frac{hd}{10}$$

$$\text{arc} = \frac{2 \cdot 10 \cdot \pi \cdot (hTd^1)}{360};$$

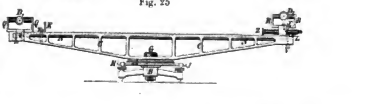
5) schliesslich wurde das Hundertfache des vorigen Bogens auf dem ersten Parallelbogen aufgetragen und die radial zum letzten Parallelbogen übertragenen Punkte mit den nächsten durch Transversalen verbunden, um sodann durch die Parallelbögen eine Proportionaltheilung zu erhalten.

Ein nach dieser Construction gefertigtes Modell constatirte jedoch die Unbrauchbarkeit derselben, die hauptsächlich in den bedeutenden Schwankungen des Gesammtinstrumentes und der Vibration des langen Zeigers bestand und war Veranlassung zu bedeutenden Verbesserungen, die nachstehend näher angegeben werden.

Statt des schmalen Kastens $C$ kam eine breitbasige, sich verjüngende, gut verstrebte Gitterconstruction zur Anwendung.

Der Zeiger fiel fort und wurde durch ein astronomisches Fernröhrchen ersetzt, das seinen Drehpunkt in 2 Stahlspitzen $V$, Fig. 25, erhielt.

Fig. 25



Digitized by Google

Dem entsprechend ist für den bogenförmigen, liegenden und schwierig herzustellenden Massstab, ein aufrechtstehender, geradliniger, einfacher Massstab gewählt worden. Der Drehpunkt $O$ des Basisrohres $N$ wurde nunmehr durch ein Kugelgelenk $O$ gebildet.

Die Träger $Q$ von $D_1$, sowie $R$ von $D_2$ wurden durch ein Hülfsröhrchen, das in dieselbe hineingelegt wurde, genau bezüglich Parallelismus justirt. $D_1$ erhielt in $X$ eine Vorrichtung zum Parralleleinstellen.

Bei denselben Annahmen, die bei sämmtlichen besprochenen Instrumenten für Ermittelung des Fehlermittels zu Grunde gelegt worden sind, würden sich hierfür folgende Fehlergrenzen ergeben:

| | | | |
|---|---|---|---|
| bis | 440 m | Entfernung | so genau wie Kettenmessung |
| bei | 1000 m | „ | 4,44 m Differenz |
| „ | 1500 m | „ | 10,36 m „ |
| „ | 2000 m | „ | 19,46 m „ |
| bei | 2500 m | Entfernung | 30,30 m Differenz |
| „ | 3000 m | „ | 43,64 m „ |
| „ | 4000 m | „ | 77,46 m „ |
| „ | 5000 m | „ | 121,21 m „ |

Auch diese Construction unterliegt den schädigenden Temperatureinflüssen.

Sämmtliche vorbeschriebenen Instrumente eignen sich nicht zur Verwendung im Kriege; dagegen einige wohl zur Ausbildung der Offiziere und Mannschaften im Schätzen von Entfernungen u. s. w.

Ein für den Krieg tauglicher Entfernungsmesser muss leicht, einfach und doch darabel construirt sein, so dass ein Soldat ihn in einer umgehängten Tasche mit sich führen kann; ferner muss der Gebrauch so einfach sein und das Resultat ohne Rechnung so sicher gegeben werden, dass selbst Solche, die ohne Vorkenntnisse sind, ihn handhaben können. Möge diese kleine bescheidene Arbeit den Anstoss hierzu geben!

# Ueber Ammoniaksoda-Fabrikation.

Von **Louis Kaemmerer**, Chemiker, in Mannheim.

## Berichtigung und Ergänzung.

Kurz nach dem Erscheinen des ersten Theiles meines Vortrages über „Ammoniaksoda-Fabrikation“ — im Aprilhefte d. J., S. 203 — woselbst Einiges über deutsche Ammoniaksoda-Fabriken gesagt ist, wurden mir von Hrn. M. Honigmann einige briefliche Mittheilungen zugesandt, welche interessante Beiträge zur Entwickelungsgeschichte und zu dem gegenwärtigen Stande der deutschen Ammoniaksoda-Fabriken liefern. Da mir diese zur Zeit meines Vortrages noch nicht bekannt waren, sehe ich mich veranlasst, das mir inzwischen bekannt Gewordene berichtigend und ergänzend hier nachzutragen; ich thue dieses um so lieber, da hieraus hervorgeht, wie sich in Deutschland die Ammoniaksoda-Industrie immer mehr emporschwingt, und in welchem Umfange dieses bis jetzt schon der Fall ist.

Auch von Hrn. E. Striebeck, Techniker in Aachen, wurden mir Mittheilungen, speciell über die Nürnberger Sodafabrik, welche ich ebenfalls in Folgendem mit anschliessen werde.

Nachgenannte Fabriken haben das Fabrikations-Verfahren von M. Honigmann seit 1872 erworben:

1) Actiengesellschaft für chem. Industrie in Schalke.
2) Nürnberger Sodafabrik in Nürnberg.
3) Rothenfelder Saline in Rothenfelde.
4) Chem. Fabrik E. Mathes & Weber in Duisburg.

Die Schalkener Fabrik soll später ein eigenes System angewandt haben.

Die Nürnberger Firma, welche im Jahre 1873 die Patente von Honigmann erworben, arbeitet seit dem Jahre 1874 nach Honigmann's Verfahren mit einer Production von über 100 Ctr. täglich. Nach E. Striebeck's Angaben soll der Apparat im Jahre 1879 eine Leistungsfähigkeit von 6500 Ctr Soda in 24 Stunden erreicht haben, so dass sich im December 1879 die monatl. Production auf ca. 200000 Ctr stellte. Letztgenannte Zahlen sind, wie mir Hr. Striebeck mittheilt, von einer gut unterrichteten Persönlichkeit. Auch fallen Hrn. Striebeck's Angaben um so mehr ins Gewicht, da derselbe mehrere Jahre als Chemiker und Fabrikleiter in der Nürnberger Fabrik thätig war.

Die Rothenfelder Fabrik erwarb 1875 das Verfahren von M. Honigmann und arbeitete zeitweise nach demselben, soll aber später ein eigenes Verfahren durchgeführt haben. Die Fabrik soll seit 1875 grössere Quantitäten Ammoniaksoda darstellen.

Die Firma E. Mathes & Weber in Duisburg hat im Juni 1879 M. Honigmann's Verfahren käuflich erworben; die betreffende Fabrik wurde im Januar 1880 in Betrieb gesetzt und bringt eine schöne, hochprocentige Ammoniaksoda in den Handel.

Die Fabrik von M. Honigmann selbst hat jetzt eine Productionsfähigkeit von über 100000 Ctr. jährlich; das einzige Fabrikat, welches Honigmann darstellt, soll nach dessen Mittheilungen 98 bis 99 pCt. Soda enthalten und ausser ca. 1,0 pCt. Kochsalz frei von Beimengungen sein. Man ersieht aus Angeführtem, in welchem Masse sich das Verfahren von Honigmann immer mehr verbreitet und festen Boden gewinnt.

Mannheim, 19. Mai 1880.

L. Kaemmerer.

# Referate.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Geschwindigkeit der Dampfmaschinen.** Aus dem reichen Inhalte des Dampfmaschinen-Constructeurs*) von H. von Reiche, eines für Alt und Jung gleich lehrreichen Werkes, heben wir nur einige brennend fragliche Punkte hervor. Zu diesen gehört: Die Geschwindigkeit der Dampfmaschinen.

Der Verfasser nimmt als zweckmässigste Kolbengeschwindigkeit $v$ (Weg des Dampfkolbens in der Secunde) an:

$$v = k\sqrt{q},$$

*) Der Dampfmaschinen-Constructeur. Von H. von Reiche, Professor des Maschinenbaues an der technischen Hochschule in Aachen. Erster Theil: Die Transmissions-Dampfmaschinen. Mit einem Atlas von 31 lithographirten Tafeln. (Preis 16 M.) Aachen, 1880. J. A. Mayer.



Digitized by Google

unter $\Psi$, die absolute Anfangsspannung in Atmosphären hinter dem Kolben verstanden. Wenn auch eine nach dieser einfachen Regel berechnete Tabelle (S. 56 a. a. O.) genügende Uebereinstimmung mit aus der Praxis entnommenen Fällen zeigt, so sind wir dem entgegen doch der Meinung, dass nach obiger Formel bei kleinen Maschinen die Hubwechsel sich zu oft wiederholen, und dass man besser thut, die Geschwindigkeit

$$c = \beta \sqrt{s}$$

($s$ = Kolbenhub in Metern) also vor allen Dingen noch vom Hube abhängig zu machen. Der Coefficient $\beta$ bestimmt sich durch die Endspannung (hinter dem Kolben) bei vortheilhaftestem Füllungsgrade, durch das Gewicht der mit dem Kolben hin und her schwingenden Massen, und danach, dass der Dampfdruck auf den Kurbelzapfen, bezw. auf den Kreuzkopfzapfen, möglichst gleichmässig wirkt.

Wir erhalten dann unter häufigst zutreffenden Annahmen

$\beta = 4.2$ für Auspuffmaschinen und

$\beta = 3$ für Condensationsmaschinen.

Die Ergebnisse dieser Formel, mit den Umdrehungszahlen fortschrittlich gebauter Dampfmaschinen verglichen, entbehren ebenfalls nicht einer befriedigenden Uebereinstimmung.

**Zweicylinder-Maschinen.** Den Zweicylinder-Maschinen, diesen Löwen des Tages, ist in dem vorstehend angezogenen Werke ein besonderer Paragraph gewidmet, dessen Ueberschrift „Die Compound-Receiver-Maschine" zu benängeln wir nicht umhin können. Bleiben wir doch bei der in dieser Zeitschrift (cf. Wochenschrift 1878, No. 40) längst eingeführten, und auch vielfach anderweitig üblichen Bezeichnung „Zweicylinder-Maschine" für dieses Woolf'sche System mit 90 Grad Kurbelversetzung stehen. Mit dem Gebrauche dieses unseren deutschen Maschinenbauern nur ausnahmsweise lesbaren, in zweien seiner Glieder fremden Wortes wird der deutsche Ursprung der in Rede stehenden Constructionsweise verleugnet und auch noch der verkehrten Meinung Vorschub geleistet, dass der Gebrauch von Fremdwörtern, auch wenn er über das Unvermeidliche hinausgeht, ein Kennzeichen von Bildung sei.

Um genaue Druck-Diagramme für die beiden Dampfcylinder leicht darzustellen, wird die Construction eines Kolbendiagrammes zu Hülfe genommen, dessen nähere Entwickelung in dem später folgenden Abschnitte „Steuerungen" gegeben ist, und welches das Müller'sche genannt ist. Professor Hertzer in Berlin hat schon im Jahrgang 1860 dieser Zeitschrift S. 25 dieselbe Methode für Schiebersteuerungen veröffentlicht.

Solche Kolbendiagramme für Zweicylinder-Maschinen im Besondern, als graphische Darstellungen der Veränderungen des zwischen dem kleinen und grossen Kolben sich während einer Umdrehung ändernden Raumes, lassen sich übrigens leicht und klar nach Art der Zeuner'schen Schieberkreise (S. 109) darstellen, wenn man, was hier sehr wohl angeht, auf die Berechnung des Längenverhältnisses von Lenkstange zu Kurbel Verzicht leistet.

Anstatt eines näheren Eingehens auf die einzelnen Abschnitte des Buches müssen wir uns mit dem Hinweis darauf begnügen, dass der Inhalt derselben durch manche sehr beherzigenswerthe Erörterungen und Bemerkungen bereichert ist.

R. W.

## Landwirthschaftliche Maschinen.

**Leistung und Kohlenverbrauch verschiedener Dampfpflüge.** Der hohe Preis der jetzt im Gebrauche befindlichen Dampfpflüge mit 2 Locomotiven legt den Landwirthen immer wieder und wieder die Frage nahe, ob nicht billigere Dampfpflüge nach dem sogenannten Einmaschinensystem oder nach dem Rundumsystem mit denselben, oder nahezu demselben Vortheil unter passenden Verhältnissen Verwendung finden können wie Dampfpflüge des Zweimaschinensystemes.

Auch in Böhmen wurde diese Frage aufgeworfen und zur Beantwortung derselben vom landwirthschaftlichen Club für Böhmen ein Preispflügen für Rundumsysteme veranstaltet, bei welchem sich nur ein Rundumsystem von Barford & Perkins*) betheiligte, nachdem sich ein zweites von Reissen-

*) Beschreibung und Abbildung findet man in Wüst, Jahresbericht über die Fortschritte im landw. Maschinenwesen, Jahrgang I. Leipzig 1875.

**Tabelle über die Resultate einer Dampfpflug-Concurrenz.**

| Dampfpflugsystem | Arbeit und vorgeschriebener Tiefgang der Geräthe | Anzahl der Schaaren des Geräthes | Arbeitsbreite des Geräthes | Beobachtungsresultate bei der Arbeit. | | | | | | | Beobachtungsresultate beim Verstellen. | | | Berechnete Resultate. | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | Dampfdruck im Kessel | Umdrehungen der Locomobile pro Minute | Anzahl der erforderlichen Arbeiter | Mittlere Furchentiefe | Arbeitszeit in Stunden Minuten | Bearbeitete Fläche | Kohlenverbrauch | Entfernung | Zahl der erforderlichen Arbeiter | Zahl der erforderlichen Stunden | Zeitversäumniss in Stunden und Minuten | Tagesleistung in 10 Stdn. | Kohlenverbrauch pro Hektar | Arbeiter-Tage pro Hektar |
| | | m | | Atm. | | | cm | | ha | kg | m | | | | ha | kg | |
| Barford & Perkins | Pflügen auf 25 cm | 3 | 1,2 | 5 | 168–176 | 4 | 25 | 2'19 | 0,7853 | 2041 | 200 | 10 | 14 | 1'13 | 3,142 | 272,0 | 1,2 |
| do. | do. | 3 | 1,2 | 4,6 | 156 | 4 | 25 | 5'13 | 1,7310 | 500 | | | | | 3,318 | 288,3 | 1,2 |
| do. | Grubbern auf 25 cm | 5 | 1,5 | 5 | 160–176 | 4 | 23 | 1'19 | 0,8123 | 126 | | | | | 5,356 | 155,1 | 0,75 |
| Fowler & Co. | Pflügen auf 25 cm | 5 | 1,5 | 7,75 | 240 | 4 | 27 | 1'13 | 1,100 | 200 | 150 | 4 | 0 | 0'0 | 9,04 | 181,8 | 0,44 |
| do. | do. | 5 | 1,5 | 7,5 | 240 | 4 | 28 | 2'31 | 2,370 | 500 | | | | | 8,316 | 211,0 | 0,48 |
| do. | Grubbern auf 25 cm | — | 2,5 | 7,5 | 220 | 3 | 25 | 0'31 | 1,103 | 126 | | | | | 13,90 | 106,63 | 0,23 |

Digitized by Google

zahn zurückgezogen hatte. Ausser Concurrenz arbeitete noch Fowler's Zweimaschinensystem zum Vergleich, und gerade die Resultate dieser vergleichenden Prüfung, welche einem Separatabdrucke aus „Bericht über die internationale Concurrenz mit Dampfpflügen, welche auf der Besitzung des Hrn. Philipp Ritter von Schoeller & Co. in Czakowitz bei Prag am 9. bis 13. September 1879 vom landwirthschaftlichen Club für Böhmen veranstaltet wurde", entnommen, aber tabellarisch geordnet sind, zeigen die Leistung des Rundumsystemes, die bei längerer Arbeit noch deutlicher geringer werden müsste, weil dann durch Loswerden von Ankern u. s. w. auch noch Betriebsstörungen und Zeitverluste eintreten würden.

Die Hauptdimensionen der arbeitenden Locomotiven und Locomobilen sind:

| | Fowler | Barford & Perkins |
|---|---|---|
| Heizfläche . . . . . | 20 qm | 16,2 qm |
| Zulässiger Ueberdruck . | 8 Atm. | 6 Atm. |
| Cylinderdurchmesser . | 27,3 cm | 25,4 cm *) |
| Kolbenhub . . . . | 30,5 cm | 33,0 cm |

Den beiden Dampfpflügen wurde bei den Versuchen gleich viel Kohle zugewogen und mit leerem Roste, aber Dampf im Kessel die Arbeit begonnen und nach Verbrennung der Kohle noch so lange fortgesetzt, bis die Dampfspannung unter die anfängliche fiel.

Die berechneten Resultate der auf S. 356 gegebenen Tabelle, die im Allgemeinen ohne Erklärung verständlich sind, zeigen in der letzten Spalte nur die Arbeitstage, welche auf die Arbeit ohne das Versetzen des Dampfpflugkette entfallen. Zieht man das Versetzen in Betracht, so nimmt bei Fowler's Takel der Kohlenverbrauch und die Arbeitszeit nur sehr wenig zu, weil das Versetzen nur selten nöthig ist. Bei Barford's Takel muss man nach jedem Pflügen von 10—12 m versetzen, so dass man mit Zugrundelegung der Tabellenwerthe für das Pflügen mindestens 3,3 pCt. der ganzen Arbeitszeit durch Versetzen verliert, und im Ganzen pro Hektar 13 Arbeitstage eines Mannes und 0,16 eines Thieres nöthig hat. Die letztere Zahl vervielfacht sich jedoch für gewöhnlich, weil die Gespanne auch nach dem Felde und zurück gehen müssen, und weil sie nicht immer pünktlich bei Beendigung des Pflügens eintreffen können. Verwendet man wie üblich weniger Gespann, so geht auch wesentlich mehr Zeit durch das Versetzen verloren. A. W.

## Aufbereitung.

**Briquettirung der westfälischen Feinkohle.** Der Verein für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund hatte im Jahre 1878 einen Preis ausgeschrieben auf eine Denkschrift über die technische und ökonomisch am meisten geeignetste Methode zur Briquettirung westfälischer Kohle (vgl. S. 62, 1878 der Vereins-Wochenschrift). Diesen Preis erlangte Ilr. Berg in Stralsund für eine Arbeit, welche in der „Zeitschr. für Berg-, Hütten- und Salinenw.", 1880, S. 148 zum Abdruck gekommen ist.

Es werden die Vortheile angeführt, welche die Herstellung von Kohlenziegeln für die Verwerthung der Kleinkohle im Gefolge hat, aber auch die Abhängigkeit der Rentabilität ihrer Fabrikation von dem jeweiligen Preise der Stückkohlen betont.

In Belgien bestehen gegenwärtig 9 bis 10 Fabriken, welche zum Theil nach Frankreich exportiren; in diesem Lande selbst finden sich über 30 derartige Etablissements, darunter allerdings einige mit nur geringer Production. Englund hat einige bedeutendere Anlagen zu Swansea und Cardiff, ausserdem in der Nähe von London und Newcastle; auch in Spanien sind in neuerer Zeit solche errichtet worden. Gleicherweise ist in Italien, Russland und Oesterreich mit der Herstellung von Kohlenziegeln in grösserem oder geringerem Umfange vorgegangen worden.

In Deutschland sind mit Ausnahme der Fabrik in Kohlscheidt und der Anlage auf den Krupp'schen Werken in Essen alle Versuche ohne Erfolg geblieben. Eine auf der Zeche Ver. Wiesche bei Mühlheim a. d. Ruhr errichtete Anlage ging bald ein; die Maschinen wurden später von der Zeche Consolidation erworben, aber auch hier in kurzer Zeit wieder ausser Betrieb gestellt.

An ein gutes Briquett sind die Anforderungen zu stellen, dass es nicht erheblich grösseren Aschengehalt habe als die dazu verwendete Kohle, die genügende Festigkeit für den Transport besitze und im Feuer nicht aus einander falle. Von Einfluss auf diese Eigenschaften ist das verwendete Bindemittel.

Das Baronlier'sche Verfahren, die Backfähigkeit zugesetzter Fettkohlen auszunutzen, bei welchem das Gemisch einer starken Pressung ausgesetzt und dann in verschlossenen Gefässen bis zur angehenden Vercokung erhitzt wurde, hat sich in der Praxis als viel zu kostspielig herausgestellt, abgesehen davon, dass das erhaltene Product nicht transportfähig war. Man hat daher künstliche Bindemittel der verschiedensten Art in Anwendung gebracht, wie Fette, vegetabilische und animalische Oele, seifige Materien, gelatinöse Stoffe wie Leim, schleimige Decocte von Pflanzen oder Wurzeln, chemische Mittel, harzige Körper, in neuerer Zeit namentlich Magnesiacement, Carragheen-Moos und Holzcellulose.

Die grösste Verbreitung haben indessen noch die bei der Destillation von Steinkohlen gewonnenen harzigen Producte: Theer, weiches und hartes Pech, letzteres namentlich in Belgien, während in Frankreich noch vielfach mit weichem Pech gearbeitet wird. Da das weiche Pech, wie auch der Theer, in flüssigem Zustande den Kohlen beigemengt wird, so sind bei diesem Verarbeitung Schmelzkessel, Röhrenleitungen, Pumpen u. s. w. erforderlich. Das harte Pech wird dagegen in pulverförmigem Zustande beigefügt und die Masse muss darnach bis zum Erweichen desselben erhitzt werden. Dieses erfolgt bis gegen 300° und wird zum grossen Theil durch Dampf bewirkt, welcher, wenn er unter 6 Atm. zur Verwendung kommt, der Vorwärmung in den üblichen Apparaten bedarf. In Kohlscheidt werden ihm mittelst eines Dampfstrahl-Exhaustors die Verbrennungsproducte der Kesselfeuerung zugemischt. Ausserdem fängt man an, das Gemenge durch directes Feuer zu erhitzen, entweder in dem Apparate von Chanuelle mit trogförmigem Herd und horizontalem Rührwerk, oder dem von Bietrix mit rotirendem Tellerherd und vertical stehendem Rührwerk. Dieses Verfahren soll sich insofern gut bewährt haben, als man bei ihm die Menge des Bindemittels bis auf 4,4 pCt. ermässigen konnte, während dieses sich bei den anderen Methoden zwischen 6 und 10 pCt. bewegt.

Die zum Briquettiren verwendete Kohle muss möglichst rein sein, weil namentlich die Hauptabnehmer, Eisenbahnen und Marine, einen Maximalaschengehalt festsetzen. Die Kohle wird daher, wenn nöthig, aufbereitet und zur Verminderung des beim Pressen schädlichen Feuchtigkeitsgehaltes mit trockenem Kohlenstaub vermischt. Die Korngrösse geht von Staub bis zu Stücken von 5 cm.

Was die bisher in grösserem Maasse verwendeten Pressmaschinen betrifft, so lassen sich diese eintheilen in Maschinen mit geschlossenen und solche mit offenen Formen.

Unter den ersteren sind wieder zu unterscheiden Maschinen mit directer und mit indirecter Pressung. Von Pressen mit directer Arbeit hat sich allein die Maschine von Mazeline in der Praxis erhalten. Der aufgehende Kolben des Dampfcylinders hat einen einarmigen Hebel, welcher von unten den Pressstempel in die Formen drückt. Letztere sind in einem rotirenden Tische angebracht, welcher durch Sperrkegel in Umdrehung versetzt wird. Das Ausdrücken der fertigen Ziegel erfolgt dadurch, dass die Presstempel eine schiefe Ebene hinauflaufen. Der Sperrkegelmechanismus giebt öfter zu Brüchen Veranlassung.

Zu den Maschinen mit indirecter Pressung, bei welchen die Bewegung von dem Motor aus durch Räder oder Riemen übertragen wird, gehört zunächst die Maschine von Middleton und Detombay. Bei ihr erfolgt die Pressung von oben durch einen Kniehebel, dessen Druck durch ein aufgelegtes Gewicht regulirt werden kann. Das Ausdrücken besorgt ein zweiter Kniehebel, während die rotirende Plattform auch hier durch Sperrkegel in Drehung versetzt wird.

Ihr ähnlich ist die Maschine von Haurez, doch ist bei dieser der Kniehebel mit zwei ungleichen Armen versehen und

*) Die Cylinderdimensionen sind dem Catalogo von Ransomes, Sims & Head entnommen, deren Locomobile zur Verwendung kam.



Digitized by Google

bewirkt die Pressung von oben und unten gleichzeitig. Der Druck wird durch einen hydraulischen Kolben regulirt; zum Ausdrücken dient gleichfalls eine schiefe Ebene und zur Drehung des Tisches ein Sperrkegel.

Die Kohleziegelpresse von Durand & Marais hat eine liegende Pressform und es erhält der Stempel seine Bewegung durch eine entsprechend geformte unrunde Scheibe, während ein zweites Excenter nach vollendetem Druck die Verschlussplatte der Form abhebt, so dass das fertige Briquett ausgestossen werden kann. Die Maschine eignet sich vornehmlich für kleinere Production.

Bei der Maschine von Biétrix ist wiederum ein rotirender Tisch vorhanden, doch wird dessen Drehung durch ein Excenter vermittelt, welches entsprechend auf dem Tische angebrachte Zapfen ergreift und vor sich her schiebt und dann im geeigneten Augenblicke verlässt, so dass eine falsche Stellung des Tisches und damit Brüche in der Maschine nicht so leicht vorkommen können. Die Pressung erfolgt durch einen ungleicharmigen Winkelhebel mit sehr starker Uebersetzung, dessen Drehachse sich gegen einen hydraulischen Kolben stützt, so dass sie bei eintretendem Druck ausweichen kann. Ein anderer Hebel bewirkt das Ausdrücken der Ziegel.

Die Maschinen mit offenen Formen bewirken die Pressung durch die Reibung der Füllung an den Wänden der sich nach vorn etwas verjüngenden Form. Sie beanspruchen daher einen grösseren Kraftaufwand als die Maschinen mit geschlossenen Formen, sind aber leistungsfähiger als diese. Ausserdem werden sie gegenwärtig ausschliesslich für die Verarbeitung der Kohle mit weichem Pech verwendet.

Am bekanntesten davon ist die Evrard'sche Maschine. Bei derselben liegt eine grössere Zahl von röhrenförmigen Pressformen radial im Kreise, während ein auf der verticalen Betriebswelle befestigtes Excenter die Presskolben abwechselnd in die Formen drückt und aus denselben herauszieht. Gelegentlich des letzteren wird jedesmal in die Form ein neues Quantum Masse eingebracht, welches der zurückkehrende Stempel gegen die schon darin befindliche anpresst und die ganze Masse dadurch vorwärts schiebt. Der vorn aus der Form heraustretende Briquettcylinder wird in gewünschten Längen abgebrochen.

Die Maschine von Bouriez hat dasselbe Princip, aber nur eine einzige Form, deren Kolben durch eine Kurbelstange bewegt wird. Die Pressung erfolgt schneller als bei der vorgenannten Maschine, dieselbe eignet sich die einzelnen Theile des ausgepressten Stranges unschwer von einander in Scheiben trennen. Die Maschine ist auch für die Arbeit mit hartem Pech verwendbar und arbeitet auf der Krupp'schen Fabrik mit dem Gemenge von Pech und Theer, welches in den Kühlröhren der Siemens'schen Gaserzeuger sich absetzt.

Endlich sind noch zwei Maschinen mit hydraulischer Pressung zu erwähnen. Zunächst die von Revollier mit durch Accumulator bewegtem Pressstempel. Die Formen befinden sich in einem geradlinig verschiebbaren Wagen und werden durch das Auflaufen der Grundplatten auf eine schiefe Ebene entleert.

Die hydraulische Maschine von Mazeline ist der vorerwähnten im Allgemeinen gleich, nur ist statt des Hebels ein hydraulischer Kolben angewendet, in dessen Cylinder das Wasser durch die an den Dampfkolben sitzenden Plungerkolben gedrückt wird.

Für westfälische Verhältnisse, namentlich bei dem schwankenden Preise der Stückkohlen, dürfte die Fabrikation von Pechbriquetts zeitweilig sehr unrentabel werden, so lange nicht das Bindemittel, etwa durch angemessene Einrichtungen an Cokesöfen, billiger beschafft werden kann, als dies jetzt der Fall ist. Es empfiehlt sich daher vorläufig, die auf Segen-Gottes-Grube bei Brühn mit gutem Erfolge durchgeführte Verwendung von Carragheen-Moos aufzunehmen, zumal die dafür benutzten Apparate und Einrichtungen ohne weiteres auch für die Verarbeitung von Pech Anwendung finden können*). Augenblicklich stellen sich die Kosten des Bindemittels für den Centner Briquetts auf 3 Pf., die sämmtlichen Herstellungskosten berechnen sich bei einer Production von 60t (45000,ℳ Anlagecapital) auf gut 6 Pf. Um die Kosten des schliesslichen Trocknens möglichst herabzudrücken, wäre eine gute Vorwärmung des Gemisches anzustreben durch Benutzung der oben beschriebenen Apparate mit directer Feuerung.

Als Pressmaschine wird bei Neuanlagen die Maschine von Biétrix empfohlen. Dieselbe ist aus der Fabrik La Chalenassière in St. Etienne zu beziehen und kostet für Briquetts

| | | |
|---|---|---|
| von 9 bis 10k | . . . . . | 38000 Frc. |
| „ 5k | . . . . . | 28000 „ |
| „ 3k | . . . . . | 18000 „ . |

Ist dagegen bereits eine Dampfmaschine disponibel, so wäre für kleinen Betrieb die Maschine von Durand & Marais zu wählen, für grösseren die von Detombay.

Der Preis der ersteren stellt sich für eine stündlige Production

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Typus A. | 15 bis 16t | auf | 3000 | Frc. |
| „ B. | 26 „ | 27t „ | 5000 | „ |
| „ C. | 47 „ | 48t „ | 7500 | „ |
| „ D. | 72 „ | 80t „ | 1800 | „ |

bei Durand & Marais, Paris, Rue du Faubourg Montmartre 4; für die letzere sind für eine Production von 60t in 10 Stunden 24500 Frc. einschliesslich Elevator und Mischapparat in Rechnung zu stellen. Geliefert wird sie von Auguste Detombay, Marcinelle bei Charleroi.

Wegen Zeichnungen einzelner Maschinen und Anlagen ist auf die eingangs citirte Quelle zu verweisen. R. Z.

*) Ueber die Zubereitung des Mooses für die Herstellung von Kohleziegeln vgl. S. 199 d. J. der Vereins-Wochenschrift. (Anm. d. Ref.)

## Schiffbau.

**Ein neues System des Schiffsbaues.** Die bisherige Methode der Erbauung eiserner Schiffe hat sich aus dem Holzschiffbau entwickelt; wie bei Letzterem so auch hier wird die Gestalt des Schiffes durch Querrahmen, Spanten, bestimmt, auf denen die Schiffshaut von aussen befestigt wird. Da hier die Querrahmen das Gerippe des Schiffes bilden und alle Längenverbindungen mehr untergeordneter Natur sind, so wird dieses System das Querspanten-System genannt. Dasselbe ist ganz passend, so lange die Schiffsgefässe in ihren Abmessungen die alten Verhältnisse zwischen Länge und Breite, sowie zwischen Länge und Höhe beibehalten, oder doch von diesen Verhältnissen sich nicht zu weit entfernen. Die immer grösser werdenden Abmessungen der Schiffe sind aber aus praktischen Gründen in Breite und Höhe beschränkt, so dass jede Vergrösserung zumeist in der Richtung der Länge geschieht. Während bei den älteren Schiffen die Länge das 5- bis 8fache der Breite, oder 7- bis 11fache der Höhe beträgt, finden man jetzt das 10- bis 12fache der Breite und 12- bis 15fache der Höhe als durchaus nichts Ungewöhnliches und bei flachgehenden Flussschiffen werden selbst diese letzteren Verhältnisse noch weit überschritten. Die Folge hiervon ist, dass die neueren Schiffe im Allgemeinen an Festigkeit bedeutend gegen die älteren zurückstehen, oder dass sie bei gleicher Festigkeit ein im Verhältniss zur Tragfähigkeit wesentlich höheres Eigengewicht besitzen. Es wurde daher ein anderes System, das sogenannte Längenspanten-System vorgeschlagen und auch vielfach zur Anwendung gebracht. Bei diesem bilden nahe an einander stehende Längenspanten, welche in grösseren Zwischenräumen durch Querrahmen unter sich festgehalten sind, das Gerippe des Schiffes, während die äusseren Plattengänge auf die bisherige Art an diesem befestigt werden. Vorzüglich bei dem Flussschiffbau, welchem bei dem zunehmenden Verkehr und der, wenn auch langsam so doch stetig fortschreitenden Verlängerung und Verbesserung der inneren Wasserstrasse eine grosse Zukunft bevorzustehen scheint, müsste eine solche oder ähnliche Bauart mehr als bis jetzt zur Anwendung gelangen.

Ein Hauptfehler des Querspanten- und auch des bisherigen Längenspanten-Systemes ist aber der Umstand, dass die Mehrzahl aller Arbeiten Handarbeit sein muss, welche dem heutigen Stande der Technik nicht mehr entspricht, und welche für den Betrieb im Grossen sich durchaus nicht eignet.

In einer der vorjährigen Sitzungen der englischen Schiffsarchitekten machte nun Hr. Humphrys den Vorschlag, ein

Digitized by Google

von ihm erdachtes neues System zu adoptiren, nach welchem die Maschinenmasse in viel ausgedehnterem Maasse als bisher zur Anwendung gelangen kann. Er schlägt vor, die Schiffskörper aus ⊔-Eisen herzustellen, welche ähnlich den Planken eines Holzschiffes an einander gereiht sind und zwar so, dass die nach innen gekehrten Flantschen das bisherige Gerippe ersetzen, während die Stege die Aussenhaut bilden. Alle Verbindungen würden dann innerhalb des Schiffskörpers gelegen sein und es würden, ausser an den Querstössen und an den Schiffsenden, nirgends Nietungen von Aussen nach Innen vorkommen. Die Vorzüge eines so erbauten Schiffes gegenüber den nach der bisherigen Methode hergestellten sind allerdings ganz wesentliche: Die innenliegenden Nietungen würden die Sicherheit des Schiffes vermehren, da ein etwa abspringender Niet nicht sofort eine gefährliche Leckstelle verursacht, auch leichter entdeckt und durch einen neuen ersetzt werden kann, ohne dass das Schiff deshalb gedockt zu werden braucht. Die nach innen stehenden, in der ganzen Länge des Schiffes hinlaufenden Flantschen der ⊔-Eisen würden an jeder beliebigen Stelle eine bequeme und sichere Verbindung mit Kielschweinblechen gestatten, welche, combinirt mit anderen entgegengesetzt angeordneten ⊔-Eisen leichte und dabei äusserst solid construirte Doppelböden und Tanks für Wasserballast ergeben würden. Weitere Vortheile, Schanddeckel und sonstige Längsverbindungen, erforderlichen Falles auch ein vollständiges, cellenartig construirtes eisernes Deck würden auf gleiche Weise mit Leichtigkeit erhalten werden können. An den geeignetsten Stellen, also vorzüglich an allen Querschotten, Lukenrahmen u. s. w. würde dieses, zugleich die Aussenhaut bildende Längengerippe in genügender Weise querschiffs zu verstehen sein, welches würde auf solche Art ein Schiffskörper entstehen, welcher bei grösserer Festigkeit einen geringeren Materialaufwand erfordert.

Aber nicht allein vom technischen, sondern auch vom ökonomischen Standpunkte aus betrachtet, müsste ein solcher Bau sich empfehlen: Das zu verwendende Eisen würde zu einem geringeren Einheitspreise zu beschaffen sein, weil die Profile in viel beschränkterer Anzahl als bei den alten Systemen vorhanden zu sein brauchen, also wegen des schnelleren Absatzes auf den Hüttenwerken in grösseren Posten gewalzt, auch in den Schiffbauereien vorräthig gehalten werden können. Die Vorräthe könnten sogar stetig gedeckt und gehobt vorhanden sein, da es keine allzugrossen Schwierigkeiten bereiten wird, mittelst Maschinen alle Löcher in den Flanschen in genau gleichen Abständen unter sich und von der Kante, sowie von genau gleichem Durchmesser herzustellen, so dass jedes beliebige Paar ⊔-Eisen an einander gepasst werden könnte. Die Bauzeit würde schon hierdurch um einige Wochen verkürzt werden. Das Nieten aber würde zum allergrössten Theile durch Nietmaschinen geschehen können und hierdurch der Bau noch weiter bedeutend zu fördern sein. Der bei der bisherigen Bauart vorkommende ziemlich beträchtliche Verschnitt und die sonstigen Abfälle würden fast vollständig umgangen werden, da fast jedes abgeschnittene Stück der ⊔-Eisen an einer anderen Stelle würde wieder verwerthet werden können. Das Ausglühen, Biegen und Auswinkeln der Spanten würde wegfallen und das Bearbeiten der neuen Profile in kaltem Zustande, nöthigen Falles unter hydraulischen Pressen, genügen; auf einen grossen Theil der Schiffsform würden sich diese langen und schmalen Profile sogar ohne besonderes Biegen und Richten durch die ihnen innewohnende Elasticität der Krümmung des Schiffes anschmiegen.

Damit alle diese Arbeiten mit Genauigkeit und Leichtigkeit ausgeführt werden können, schlägt Hr. Humphrys vor, einen feststehenden Lauschupfen zu errichten, welcher aus einer Reihe kräftig construirter, auf sicheren Fundamenten ruhender und gleichmässig von einander abstehender Querrahmen besteht. In diesen, unter sich solid verbundenen Rahmen müsste durch geeignete Füllungen und Futter eine Mulde hergestellt werden, welche die genaue Form des Schiffes darstellt. Auf der inneren Fläche dieser Mulde würden sich dann mit Leichtigkeit die Linien vorzeichnen lassen, nach denen die ⊔-Eisen am zweckmässigsten und mit geringst möglicher Krümmung eingepasst werden könnten. Unter dem Dache des Schuppens wären Laufkrahne anzubringen, welche gestatten würden, mittelst Maschinen an jedem beliebigen Theile des Schiffes zu nieten. Eine auf solche Art hergestellte Mulde würde, gleich dem Lecergerüst eines steinernen Bogens, eine bessere Lagerung des Schiffes darbieten als sie bisher durch die Abstellungen erzielt wurde, so dass auch eine grössere Genauigkeit in der beabsichtigten Schiffsform zu ermöglichen wäre.

Dieser Vorschlag des Hrn. Humphrys erscheint beachtenswerth nicht allein für Schiffbauer, sondern auch für Hüttentechniker. Bei flachgehenden Flussschiffen halten wir dieses System für sehr am Platze. Die auf vielen unserer Flüsse vorkommenden Dampfer mit Längenmaassen, welche häufig das 30fache der Höhe und 80 bis 100fache der Tauchtiefe betragen, sind Beanspruchungen in der Längenrichtung unterworfen zu bedeutend, dass ein fortwährendes heftiges Zittern des ganzen Schiffes stattfindet und hierdurch alle Längenverbindungen sehr bald gelockert werden. Häufig kann man bei dem Passiren flacher Flussstrecken sogar vom Ufer aus die Umdrehungszahlen der Maschine an den deutlich sichtbaren Schwankungen des Schiffes zählen. Diese Dampfer haben bei Deplacementsvölligkeiten von 75 bis 85 pCt. ein gerades, über die Hälfte der Schiffslänge und weiter sich erstreckendes Mittelschiff mit scharfen Kimmen und kurzangesetzten Endtheilen. Ein solches Schiff würde, erbaut nach des Humphrys'schen Vorschlägen, jedenfalls einen steifen Bau erhalten, ohne dass das Eigengewicht ein höheres würde; nur müssten aus hierbei die Hüttentechniker mit passenden Profilen entgegenkommen, da die erforderlichen ⊔-Eisen vorläufig wohl kaum zu beschaffen sein dürften und wegen der nothwendiger Weise sehr geringen Stegstärke, verbunden mit grosser Steghöhe und kräftig gehaltenen Flantschen beim Walzen vorerst wohl auch mancherlei Schwierigkeiten bereiten dürften.

Es mögen sich beim Bau auch noch mancherlei unvorgesehene Schwierigkeiten entgegenstellen; aber wir zweifeln nicht, dass es gelingen wird, auch diese zu überwinden. Jedenfalls aber möchten wir den Vorschlag des Hrn. Humphrys allen Technikern angelegentlichst empfohlen haben. E. De.

---

**Grosse Ocean-Dampfer.** Bei einem Rückblicke auf die Erfolge der Technik im letzten Jahre ist es auch der Schiffbau und das Dampfschifffahrt, welche unsere volle Aufmerksamkeit verdienen. Wenn wir auch keine hervorragenden Erfindungen zu verzeichnen haben und wenn auch die immermehr zunehmenden Dimensionen der Schiffskörper noch weit entfernt von denjenigen des vor nun 25 Jahren erbauten „Great Eastern" bleiben, so ist doch vor Allem staunenswerth die hohe Geschwindigkeit, mit welcher jetzt diese enormen Schiffskörper fortbewegt werden und zwar nicht nur während kürzerer Zeiträume und nur bei gutem Wetter, sondern ununterbrochen Tage, ja Wochen lang und bei jedem Seegange, wobei eine Regelmässigkeit im Betriebe stattfindet, welche kaum übertroffen wird durch diejenige beim Eisenbahnbetriebe. So wird z. B. die Strecke Queenstown — New-York, 5250$^{km}$, von den beiden Schiffen „Germanic" und „Britannic" in 180 Stunden ganz regelmässig zurückgelegt, welches einer mittleren Geschwindigkeit von 29$^{km}$ pro Stunde entspricht, einer Geschwindigkeit, wenig kleiner als diejenige eines Eisenbahn-Postzuges, und während dieser 7½ Tage arbeitet die Maschinerie ununterbrochen, ohne auch nur ein einziges Mal ausser Thätigkeit gesetzt zu werden, mit grösstmöglicher Kraftentwickelung.

„Arizona", einer der solidest erbauten Passagierdampfer und bekannt geworden durch seine Collision mit einem Eisberge im atlantischen Ocean, hat dieselbe Strecke bis jetzt sogar jedes Mal in 4 Stunden weniger Zeit zurückgelegt.

Noch bewundernswerther sind die neuerdings für den Verkehr mit Australien in Dienst gestellten Dampfer, mit denen bei noch grösseren Schiffsmassen bei gleicher Regelmässigkeit zum Theil noch höhere Geschwindigkeiten erreicht werden. Hier stehen oben an „Servia" und „City of Rome", von denen der erstere ununterbrochen mit 21 bis 28$^{km}$, der letztere sogar mit bis zu 31$^{km}$ Geschwindigkeit pro Stunde laufen.

Solche Erfolge sind nur möglich durch die peinlichste Sorgfalt in der Construction und Herstellung jedes einzelnen Theiles des Schiffes und vor allen Dingen der Maschinerie,

Digitized by Google

welche letztere in Material und Arbeit eine Aufmerksamkeit erfordert, welche alles bisher im Dampfmaschinenbau Geleistete in Schatten zu stellen geeignet ist.

Es mag von Interesse sein, die Hauptmaasse dieser neuesten Schiffe zu verzeichnen und stellen wir daher dieselben hier in einer kleinen Tabelle zusammen:

| | Britannic | Arizona | Servia | City of Rome |
|---|---|---|---|---|
| Länge in der Wasserlinie $^m$ | 138,68 | 137,16 | 160,00 | 166,42 |
| Breite über Deck . . . $^m$ | 13,72 | 13,54 | 15,54 | 15,85 |
| Tiefe im Raume . . . $^m$ | 10,34 | 10,37 | 12,42 | 11,28 |
| Indicirte Pferdestärken . | 4700 | 6600 | 8700 | 8700 |
| Anzahl der Hochdruckcylinder | 2 | 1 | 1 | 3 |
| Durchmesser derselben . $^{mm}$ | 1220 | 1525 | 1830 | 1090 |
| Anzahl d. Niederdruckcylinder | 2 | 2 | 2 | 3 |
| Durchmesser derselben . $^{mm}$ | 2110 | 2290 | 2540 | 2185 |
| Gemeinschaftl. Kolbenhub $^{mm}$ | 1524 | 1676 | 1980 | 1676 |

Es fällt hier zunächst auf, dass „Arizona“ bei etwa denselben Hauptmassen wie „Britannic“ eine um 40 pCt. stärkere Maschine als dieses hat, also in gleichen Zeiten auch einen um etwa ebenso viel grösseren Kohlenverbrauch ergeben muss. Die grössere Geschwindigkeit bei etwas mehr Schiffsbreite kann hierbei nicht allein die Ursache sein, und scheint bei diesem Schiffe eine Abnormität stattzufinden, welche möglicher Weise in der Schraube zu suchen ist.

Die hier verzeichneten Schiffe sind alle mit nur einer Schraube versehen. Da man nun allgemein annimmt, dass der Vollkreis der Schraube an Fläche mindestens $^1/_3$ des eingetauchten Schiffsquerschnittes haben muss, da ferner der Durchmesser der Schrauben nicht viel über 7,30$^m$ wird genommen werden dürfen, wenn ein Einlaufen in die Häfen mit voller Ladung noch möglich sein soll, so scheint mit der „City of Rome“ das Aeusserste erreicht zu sein, welches mit nur einer Schraube überhaupt noch erreicht werden kann. Es mögen sicherlich triftige Gründe gewesen sein, welche die Erbauer dieses Schiffes bestimmten, nur eine Schraube anzuwenden, aber es will scheinen, als ob bei diesem Schiffe als äusserstbrauchbarmöglicher die Grenze nach jeder Richtung hin schon überschritten sind. Ueber 8000 Pferdestärken auf nur eine Welle wirken zu lassen, erscheint als ein gewagtes Experiment, welches schwerlich noch oft Nachahmung finden wird, und will es uns bedünken, als ob 6000 Pferdestärken das Maximum ist, welches man noch auf nur eine Schraube übertragen darf. Betrachten wir die Cylinder dieses Dampfers, so sehen wir, dass hier drei Maschinenpaare hinter einander auf eine Welle wirken, und dass diese Welle infolge dessen von kolossalen Dimensionen ausfallen muss; sie ist in der That in den Lagern 660$^{mm}$ stark, und es dürfte mit einer solchen Welle wohl auch die Grenze des Möglichen fast erreicht sein.

Aber auch die obere Grenze der Geschwindigkeit scheint nicht viel höher zu liegen. In der Praxis wird für die günstigste Steigung der Schraube das 1,6fache ihres Durchmessers angesehen, so dass etwa 13$^m$ als Maximum für eine günstige Steigung gelten kann. Bei so grossen Schrauben wird aber der Kolbenhub kaum geringer als der in der Tabelle mit 1676$^{mm}$ vorgezeichnete genommen werden dürfen. Da nun die Kolbengeschwindigkeit höchstens 3 bis 3$^1/_2$$^m$ pro Secunde, die Umdrehungszahl also höchstens 60 pro Minute wird betragen können und der Rücklauf der Schraube im Durchschnitte einer längeren Reise wohl kaum unter 25 pCt. der theoretischen Schraubengeschwindigkeit ausfallen wird — Autoritäten schätzen ihn häufig doppelt so gross —, so kann eine mittlere Schiffsgeschwindigkeit von etwa 35$^{km}$ pro Stunde als das Maximum des mit Vortheil Erreichbaren angesehen werden. Mit jeder beabsichtigten Vermehrung der Geschwindigkeit würde ein ungünstigerer Wirkungsgrad der Schraube, hieraus folgend eine Verschwendung von Maschinenkraft, also auch von Kohlen, entstehen. Wenn daher ein Schiff wie das jetzt im Bau begriffene „Sahara“ bei 152,4$^m$ Länge und 15,2$^m$ Breite eine 10000pferdige Maschinerie erhalten soll, wie dies auch wirklich beabsichtigt wird, so ist anzunehmen, dass mit diesem Schiffe wohl die äusserste Grenze der Geschwindigkeit erreicht werden wird, und es geht aus den vorstehenden Betrachtungen hervor, dass bei diesem Schiffe nur das Zweischraubensystem mit Vortheil angewendet werden kann, wie dies bei den Kriegsschiffen seit Langem der Fall ist.

Die Kessel solcher Schiffskolosse, wie „City of Rome“ und „Sahara“, haben 80 bis 100$^{qm}$ Rostfläche, 2200 bis 2700$^{qm}$ Heizfläche und sind für 4,5 bis 5,5 Atm. Ueberdruck concessionirt. Der Kohlenverbrauch stellt sich bei denselben auf etwa 0,5$^k$ pro indicirte Pferdestärke und Stunde. Ein Schiff wie „Britannic“ gebraucht also pro 24 Stunden 200 Ctr. Kohlen und für eine Reise von 7$^1/_2$ Tagen 750$^t$, während „City of Rome“ bei einer Reise von 36 Tagen das Neunfache verbraucht.

Wie bescheiden erscheinen solchen Schiffen gegenüber die grössten der transatlantischen Dampfer, welche die Mitglieder unseres Vereines bei der vorjährigen Hauptversammlung in Hamburg zu sehen Gelegenheit hatten, deren grösster bei 115$^m$ Länge eine kaum 3000pferdige Maschine führte. Aber wie weit steht trotzdem selbst „City of Rome“ in seinen Hauptmassen noch vom „Great Eastern“ entfernt, welcher bei 207$^m$ Länge in der Wasserlinie, 25$^m$ Breite und 17,26$^m$ Raumtiefe mit Maschinen in der Gesammtleistung von allerdings nur 7700 indicirten Pferdestärken versehen ist, welche noch alten Systemes sind, 1,8$^k$ Kohlen pro indicirte Pferdestärke und Stunde verzehren, und mit denen eine mittlere Geschwindigkeit von 26$^{km}$ pro Stunde erreicht wird. E. De.

# Kleinere Mittheilungen.

## Die Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe.

Bemerkungen zu der im Januheft dieses Jahrganges, S. 283 enthaltenen Abhandlung von C. Bach.

Von H. Wehage, Privat-Docent, in Berlin.

Die von C. Bach auf Seite 283 u. ff. aufgestellte Berechnung cylindrischer Gefässe stimmt im Wesentlichen mit der von Grashof gegebenen überein. Sie unterscheidet sich von derselben nur in sofern, als hier der von Grashof vernachlässigte, auf die Böden des Gefässes wirkende Druck mit in Rechnung gezogen ist. Diese Berücksichtigung des achsialen Druckes ist gerechtfertigt bei Gefässen, bei denen beide Böden auf welche die innerhalb und ausserhalb des Gefässes befindlichen Flüssigkeiten (bezw. Gase) wirken, mit der Wandung verbunden sind, wie z. B. bei Dampfkesseln. Für diese verliert aber die aufgestellte Berechnung dadurch ihren Werth, dass die Deformation der cylindrischen Wandung, die durch die feste Verbindung mit den Böden hervorgerufen wird, nicht in Betracht gezogen ist. Bei einer derartigen festen Verbindung wird jedenfalls die Seite des Cylinders nicht gerade bleiben, und deshalb auch die achsiale Spannung, die in der Rechnung constant angenommen ist, sich sowohl in achsialer wie in radialer Richtung ändern: Grashof hat in No. 203 seiner „Theorie der Elasticität und Festigkeit“ eine dem entsprechende Berechnung, in welcher sowohl der achsiale Druck, als auch die Deformation der Meridianlinie Berücksichtigung finden, aufgestellt.

Bei Gefässen aber, bei denen der eine der Böden ein beweglicher Kolben ist, wie bei Dampf- und Presscylindern, kann der auf die Cylinderwand übertragene achsiale Druck oder Zug nur gleich der Reibung zwischen Kolben und Cylinderwand, bezw. zwischen Kolben und Stopfbüchsenpackung bei Plungerkolben sein, darf also jedenfalls vernachlässigt werden. Es sind demnach die von Bach gefundenen Formeln zur Berechnung cylindrischer Gefässe in keinem Falle brauchbarer als die Grashof'schen.

Aber auch die schon von Grashof gemachte Annahme, dass bei der Berechnung cylindrischer Gefässe (allgemein bei der Berechnung plattenförmiger Körper) die grösste positive oder negative Dehnung in irgend einer Richtung maassgebend sei, giebt zu Bedenken Anlass. Es müsste hiernach die Elasticitätsgrenze, bezw. die Bruchgrenze bei einem Körper, der in einer bestimmten Richtung $x$ gezogen oder gedrückt wird,

Digitized by Google

immer bei derselben positiven oder negativen Dehnung in dieser Richtung erreicht werden, gleichviel, ob der Körper ausserdem in den zu $x$ senkrechten Richtungen beliebig ausgedehnt oder zusammengedrückt wird. Das ist aber, so viel bekannt, noch durch keine Versuche bewiesen; mindestens erscheinen die von Bach angeführten Versuche von Kirkaldy als ungenügend für den Beweis. Es ist im Gegentheil einleuchtender, dass für die Beurtheilung der Inanspruchnahme eines Körpers die Aenderung der durchschnittlichen Entfernung der gesondert gedachten kleinsten Theilchen (Molekäle) von einander bestimmend ist, die doch von den Längenänderungen des Körpers nach allen Richtungen abhängig ist. Hiernach würde es also wahrscheinlich sein, dass, wenn die Theilchen des Körpers in den zu $x$ normalen Richtungen auseinander gezogen werden, der Bruch schon bei einer geringeren Dehnung in der $x$ Richtung eintreten wird, als wenn die Theilchen in den zu $x$ normalen Richtungen zusammengepresst werden.

Uebrigens spricht auch der Umstand, dass nach vielen von verschiedenen Experimentatoren angestellten Versuchen bei demselben Material die positiven oder negativen Dehnungen in der Richtung des Zuges, bezw. Druckes an der Bruchgrenze viel variabler sind als diese Bruchbelastungen, nicht dafür, dass es zweckmässig sei, die Dehnungen nach einer Richtung als bestimmend für die Inanspruchnahme eines Körpers anzunehmen.

In Betreff der Grösse $m$, deren Werth bei diesen Berechnungen von wesentlichem Einfluss ist, ist zunächst zu bemerken, dass die von C. Bach benutzte Formel $G = \frac{1}{m+1} E$ nur für isotrope Körper gilt. Für die Körper aber, die annähernd als isotrop gelten können, wie z. B. Gusseisen, ändert sich $E$ (und wie anzunehmen ist auch $G$) stetig bis zur Bruchgrenze. Eine Elasticitätsgrenze, innerhalb welcher der Elasticitätsmodul constant oder doch wie annähernd constant ist, und wie sie z. B. beim Schmiedeeisen sehr deutlich auftritt, ist bei jenen Körpern nicht vorhanden. Hierdurch wird es auch sehr fraglich, ob $m$, die Verhältnisszahl der positiven, bezw. negativen Dehnung in der Zug- oder Druckrichtung zur Quercontraction, bezw. Querdilatation constant gesetzt werden kann. In der That haben nun die im vorigen Jahre von Bauschinger im „Civil-Ingenieur" veröffentlichten Versuche, bei welchen die Querschnittsänderungen direct sehr sorgfältig gemessen sind, bewiesen, dass die Grösse $m$ nicht nur für verschiedene Materialien, sondern auch bei demselben Material für verschiedene Belastungen, ja selbst für gleiche Belastungen sehr verschiedene Werthe hat. Construirt man nach den angeführten Versuchen die Curven für $m$, so findet man, dass dieselben sowohl beim Gusseisen, als auch beim Schmiedeeisen und Stahl einen sehr unstetigen Verlauf haben. Denselben aus Beobachtungsfehlern zu erklären, ist nicht wohl zulässig, da dieselben Curven für Sandstein sehr schön stetig verlaufen und bei allen Versuchsstücken das gleiche Aenderungsgesetz erkennen lassen. Trotz der Unstetigkeit ist indessen auch beim Gusseisen eine gewisse Gesetzmässigkeit ersichtlich. Man erkennt, dass der Werth von $m$ bei den auf Druck belasteten Probestücken (Versuch I bis V) anfänglich bei geringen Belastungen (1 bis $2^{kg}$ pro Quadratmillimeter) ziemlich gross ist; mit Ausnahme des ersten Versuches schwankt er zwischen 4 und 7 und fällt bei steigender Belastung (bis zu $30^{kg}$ pro Quadratmillimeter) allmälig auf 2,6 bis 2,8. Bei den Versuchen auf Zugfestigkeit (VI bis VIII) ist umgekehrt bei steigender Belastung ein allmäliges Wachsen von $m$ zu erkennen. Bei Belastungen von $1^{kg}$ pro Quadratmillimeter findet man hier $m = 5{,}5$ bis $6{,}2$, bei Belastungen von $10^{kg}$ pro Quadratmillimeter $m = 7{,}7$ bis $8{,}3$.

Setzt man nun, wie Bach gethan, $m$ constant $= 10/3$, so kann offenbar das Resultat wesentlich fehlerhaft werden.

Es sollen diese kurzen Bemerkungen nur zeigen, dass die Festigkeitslehre, und zwar ganz besonders der die plattförmigen Körper (Röhren, Gefässe, ebene Platten etc.) behandelnde Theil derselben, auf etwas unsicherem Boden steht, und dass es sehr wünschenswerth wäre, ausser den gewöhnlichen Versuchen mit den in der Technik verwendeten Materialien auf ihre Zug-, Druck-, Biegungs- und Torsionsfestigkeit auch solche anzustellen, bei welchen der zu untersuchende Körper einer zusammengesetzten Inanspruchnahme (z. B. einem Zuge oder Drucke nach zwei oder drei zu einander senkrechten Richtungen) ausgesetzt wird. Dass derartige Versuche ausserordentliche Schwierigkeiten bieten, ist nicht zu verkennen. Indessen würden z. B. über das Verhalten von Körpern, die nach mehreren Richtungen beansprucht sind, eingehende Versuche mit plattenförmigen Körpern mit genauer Messung der Deformation schon einigen Aufschluss geben können. Vor allem würden auch umfangreiche Versuche mit fertigen Bauconstructions- und Maschinentheilen, die möglichst genau dem practischen Gebrauche entsprechend zu belasten wären, dazu beitragen, der Festigkeitslehre eine festere und sichere Grundlage zu geben, und für in der Praxis mehr Anerkennung zu verschaffen, als sie gegenwärtig geniesst.

## Die Kleinmotoren auf dem internationalen Wettstreit in Arnheim, Niederlande, 1879.

Von C. Wenger, Civil-Ingenieur, in Bonn.

(Auszug aus einem in der Versammlung des Cölner Bezirksvereines am 3. Juni 1880 gehaltenen Vortrage.)

Im verflossenen Jahre fand bekanntlich eine nationale Gewerbe-Ausstellung des Königreichs der Niederlande und der niederländischen Kolonien in Arnheim in der Zeit vom 15. Juni bis 1. October statt. An diese nationale Ausstellung schloss sich sechs Wochen später, am 1. August beginnend und mit der nationalen Ausstellung am 1. October schliessend, ein höchst interessanter internationaler Wettstreit an, über welchen das betreffende Programm u. A. wörtlich folgende allgemeine Bestimmungen enthielt:

„Zu dem Wettstreite werden zugelassen:

1. Maschinen zum Formen von Ziegelsteinen.
2. Baumaterialien aus Kunststein.
3. Motoren von 2 bis 3 Pferdekraft.
4. Feuerfeste Geldschränke.
5. Maschinen zur Bearbeitung von Eisen.
6. Maschinen zur Bearbeitung von Holz.
7. Hanfseile.
8. Equipagen.
9. Silberne Gegenstände.
10. Wassermesser für städtische Wasserleitungen.
11. Nähmaschinen.
12. Apparate zur elektrischen Beleuchtung.

Die Fabrikate und Maschinen können in Niederland oder im Auslande angefertigt sein und durch niederländische oder ausländische Fabrikanten und deren Vertreter eingesandt werden.

Die Prüfung und Beurtheilung wird am 1. August anfangen und zwar für jede Unterabtheilung des Wettstreites durch eine besondere Kommission von Sachverständigen oder Jury, durch den niederländischen Handelsminister dazu ernannt.

Sobald wie möglich nach erfolgter Prüfung und Beurtheilung werden die Prämiirungen bekannt gemacht. Spätestens einen Monat nach Schluss der Ausstellung erstatten die Jury's einen schriftlichen Bericht über die Art und Weise der Prüfung und deren Ergebniss.

Die Prüfung wird wo möglich öffentlich stattfinden. Jeder Einsender oder sein Bevollmächtigter wird benachrichtigt werden, wann die Prüfung der von ihm eingesandten Gegenstände anfangen wird. Die Einsender sind gehalten bei dieser Prüfung Hülfe zu leisten und Anweisungen zu geben.

Nur die Gegenstände werden zur Prüfung zugelassen, welche von der Jury durch Stimmenmehrheit als dazu passend bezeichnet werden.

Die Fabrikate und Maschinen, welche sich bei der Prüfung bewährt haben, so dass nach dem Aussprüche der Jury ihre practische Anwendung Empfehlung verdient, werden durch eine belobende Anerkennung ausgezeichnet.

Zu dieser Auszeichnung treten noch Medaillen und Prämien in Geld hinzu nach den weiter unten folgenden besonderen Bestimmungen."

Trotz später Verwendung des Programms war die Betheiligung an dem Wettstreit eine überraschend grosse, und es waren ausser den Niederlanden namentlich Deutschland, Frankreich, England, Belgien und Amerika reichlich vertreten.

Digitized by Google

Durch meine Berufung seitens des niederländischen Handelsministers zum Mitglied der Jury bin ich in den Stand gesetzt, namentlich über die Abtheilung 3, in der ich persönlich thätig war, eingehenden Bericht zu erstatten.

Die besonderen Bestimmungen für die Abtheilung 3 „Motoren von 2 bis 3 Pferdekraft“ lauteten:

„I. Der Wettstreit hat den Zweck, die Anwendung von Maschinen in kleinen Werkstätten und beim Handwerksbetriebe anzuregen.

II. Zu diesem Wettstreite können zugelassen werden Maschinen von jeder Form und Construction, welche zum Hervorbringen von Arbeit in beschränkten überbauten Räumen bestimmt sind und ein Arbeitsvermögen von 2 bis 3 effectiven Pferdekräften besitzen.

Zu diesen Maschinen gehören:

A. Horizontale und verticale Dampfmaschinen nebst Kesseln.

B. Steinkohlen- und Petroleum-Gasmaschinen,
Kalorische Maschinen,
Electrodynamische Motoren,
Maschinen, durch Wasserdruck oder comprimirte Luft in Thätigkeit gesetzt u. s. w.

III. Die Maschinen und Kessel müssen den Bestimmungen entsprechen, welche von den Niederländischen Gesetzen an Dampf- und andere Maschinen gestellt werden.

IV. Bei der Prüfung und Beurtheilung werden hauptsächlich in Betracht gezogen:
die Kosten des Ankaufs, der Anlage, des Betriebes,
die Festigkeit der Construction,
die Leichtigkeit der Reinigung, des Schmierens und der sonstigen Behandlung,
die muthmaasslichen Unterhaltungskosten,
die Zweckmässigkeit zur Verwendung in kleinen Werkstätten,
die Verwendbarkeit zu mehr oder weniger verschiedenen Zwecken,
die Gefahr von Verwundungen und von Explosionen.
die Feuergefährlichkeit.

V. Die folgenden Prämien werden ausgesetzt:
Für den zweckmässigsten Motor in jeder der beiden Rubriken A und B:
Eine goldene Medaille und fl. 200.
Für den nächst besten Motor in jeder der beiden Rubriken A und B:
Eine silberne Medaille und fl. 50.

Ferner werden zur Prämirung anderer, den gestellten Anforderungen in genügendem Masse entsprechenden Maschinen der Jury zur Disposition gestellt:
Zwei silberne Medaillen.“

Die Jury der 3. Abtheilung bestand aus den Herren:
Oberingenieur C. Isambert aus Mannheim als Vorsitzenden, Professor Ravenek aus Delft als Rapporteur, Dr. H. Grothe aus Berlin, Ingenieur und Maschinenfabrikant F. Scheibler aus Aachen, Fabrikant S. Chatwood aus London, Königl. Niederländ. Staats-Oberingenieur de Vries Robbé und Civilingenieur C. Wenger aus Bonn.

## A. Untersuchung der Dampfmaschinen und Kessel.

Folgende Firmen traten bei dem bezüglichen Wettstreite in Concurrenz:

1) Die Dingler'sche Maschinenfabrik in Zweibrücken, bayerische Pfalz, mit einer horizontalen Dampfmaschine und verticalem Kessel. Der Dampfcylinder hat 115$^{mm}$ Durchm., 240$^{mm}$ Hub. Der Kessel ist mit innerer Feuerung und Field-Röhren, hat 5$^{qm}$ Heizfläche, 5 Atm. Arbeitsdruck und kostet loco Arnheim 1875 $\mathcal{M}$.

2) Alfred Fournier, Mécanicien-Constructeur, Génelard, Saône et Loire, mit einer Maschine, System Fournier et Levet, mit stehendem Kessel. Der verticalstehende, oscillirende Cylinder hat 120$^{mm}$ Durchm., 90$^{mm}$ Hub. Der Dampf drückt zuerst auf die durch eine sehr dicke Kolbenstange reducirte obere Kolbenfläche und gelangt beim Hubwechsel unter den Kolben, wo er durch Expansion wirkt. Der Kessel ist mit innerer Feuerung und Field-Röhren, hat 2,3$^{qm}$ Heizfläche, 5 Atm. Arbeitsdruck, und der Preis des Ganzen ist 1224 $\mathcal{M}$.

3) Marshall Sons & Co., Gainsborough, England, mit a) einer verticalen Maschine mit verticalem Kessel, b) einer horizontalen Maschine, durch Dampf aus dem verticalen Kessel in Bewegung gebracht.

Der Dampfkessel ist nach gewöhnlichem System mit innerer Feuerung und 2 horizontalen, in der Richtung sich kreuzenden Wasserröhren, hat 3,4$^{qm}$ Heizfläche und arbeitet mit 5 Atm. Ueberdruck. Der Dampfcylinder hat 158$^{mm}$ Dchm., 254$^{mm}$ Hub; der Regulator wirkt auf eine Drosselklappe. Die horizontale Dampfmaschine hat denselben Cylinderdurchmesser und Hub, jedoch 2 Schieber, von denen der Expansionsschieber automatisch durch den Regulator mittels einer Coulisse mit festem Drehpunkt verstellt wird.

Der Preis der verticalen Maschine mit Kessel ist 2023 $\mathcal{M}$; der Preis der horizontalen Maschine ohne Kessel 1062 $\mathcal{M}$.

4) Atlas Engine Company, Birmingham, mit einer verticalen Maschine und ebensolchem Kessel mit innerer Feuerung und Field-Röhren. Die Heizfläche ist 2,3$^{qm}$, der Arbeitsdruck 5,5 Atm. Der Dampfcylinder hat 127$^{mm}$ Dchm., 204$^{mm}$ Hub; der Preis der Maschine franco Rotterdam oder Amsterdam ist 1450 $\mathcal{M}$.

Da nur die Dingler'sche Maschine zur Entnahme von Indicatordiagrammen eingerichtet war, so beschloss die Jury, die Messung der Leistungen nur durch die Prony'sche Bremse vorzunehmen. An eine Messung des Kohlenverbrauchs konnte in Anbetracht der kurzen Zeit und der beschränkten zur Verfügung stehenden Mittel nicht gedacht werden, da die Probe doch für jede Maschine mindestens 8—10 Stunden bei voller Arbeitsleistung hätte dauern müssen, wenn sie nur einigermaassen Vertrauen erweckend sein sollte. Die Jury musste sich demnach darauf beschränken, betreffs des muthmaasslich geringsten Kohlenverbrauchs Schlüsse zu ziehen aus der Kesselconstruction, Grösse der Heizfläche etc. in Bezug auf die zu leistende Arbeit, ein Maassstab, der bei dieser vergleichenden Untersuchung als genügend genau bezeichnet werden darf, um zu einem richtigen Resultat zu kommen.

Die Proben mit der Prony'schen Bremse ergaben die folgenden Resultate:

1) Maschine von Dingler in Zweibrücken. Es wurden drei Proben vorgenommen, wobei sich eine mittlere Leistung von 4,23 Pferdestärken bei einer mittleren Umdrehungszahl von 155 pro Min. ergab, während die Dampfspannung im Kessel ohne alle Mühe auf derselben Höhe gehalten werde.

2) Maschine von Fournier. An dieser Maschine war keine Bremse angebracht, und die Jury glaubte nun so weniger darauf bestehen zu müssen, als nach dem einstimmigen Urtheil der Mitglieder dieses System bei der grossen Reibung an Spiegel und Drehzapfen bei 250 Umdrehungen pro Min. nicht besonders empfehlenswerth erscheint.

3) Die zwei Maschinen von Marshall Sons & Co., Gainsborough. a) Horizontale Maschine. Bei 170 Umdreh. pro Min. ergab sich eine Leistung von 4,2 Pferdestärken, doch war das Erhalten der Dampfspannung selbst bei starkem Heizen nicht möglich, weshalb die Leistung wohl nicht höher als 3,5 Pferdest. bei regelmässigem Betriebe anzunehmen war.

b) Die verticale Maschine entwickelte bei 178 Umdreh. eine Leistung von 5,3 Pferdest., wobei die Dampfspannung im Kessel jedoch noch schneller sank, als bei der horizontalen Maschine, so dass auch die regelmässige Leistung dieser Maschine 3,5 bis 4 Pferdestärken nicht übersteigen wird.

4) Maschine der Atlas Engine Co., Birmingham. Die Maschine entwickelte bei 235 Umdreh. pro Min. 3,43 Pferdest., jedoch nahm auch hier die Dampfspannung schnell ab, so dass die normale Leistung 3 Pferdestärken nicht übersteigen wird.

Nachdem noch jedes Mitglied der Jury sich durch specielle Untersuchung mit den Vor- und Nachtheilen der einzelnen Maschinen bekannt gemacht hatte, wurde nach sehr eingehender Discussion und Berathung das folgende Resultat einstimmig erzielt:

Dingler'sche Maschinenfabrik, Zweibrücken, eine goldene Medaille und fl. 200;
Marshall Sons & Co., Gainsborough, eine silberne Medaille und fl. 50;
Atlas Engine Co., Birmingham, eine silberne Medaille.

Digitized by Google

## B. Untersuchung der durch Gas, heisse Luft etc. bewegten Motoren.

In dieser Klasse nahmen an dem Wettstreit Theil:

1) Antoine Fétu & Deliège in Lüttich, mit einem Gasmotor, System Otto, von 2 Pferdestärken. Der Cylinderdurchmesser ist 140 mm, der Hub 280 mm. Preis, complet mit gusseisernem Fundamente, Wasserreservoir, Röhren und Hähnen, 2550 M.

2) Dirk W. van Rennes in Utrecht, mit einer Heissluftmaschine seines Systems von 3 Pferdestärken. Diese Maschine ist doppeltwirkend durch die Art der Anordnung von zwei einfach wirkenden Cylindern, welche an den entgegengesetzten Enden desselben Balanciers wirken. Der Erfinder ist dabei zu dem System von einem Cylinder für Arbeitskolben und Verdränger zurückgekehrt. Seine Maschine gleicht dadurch viel der Lehmann'schen, doch ist sie vertical gestellt und mit kürzeren, aus Grusonschem Hartguss verfertigten und mit Schlackenwolle ausgefüllten Verdrängern versehen, von 410 mm Durchm. und 200 mm Hub. Darüber bewegen sich concentrisch in denselben Cylindern die beiden Arbeitskolben, welche 500 mm Durchm. und 120 mm Hub haben.

Diese Maschine ist unter No. 7732 im deutschen Reiche patentirt und in der entsprechenden Patentschrift genau beschrieben. Sie kostet mit Mauerwerk, Aufstellung etc., franco Utrecht, 2720 M.

3) Jean Robert in Lüttich, mit einer Heissluftmaschine von 2 Pferdestärken, System Julius Hock.

Der Durchmesser des Arbeitskolbens ist 360 mm, der der Luftpumpe 310 mm, während der Hub Beider 280 mm beträgt. Der Preis ist 2550 M.

Zu den vergleichenden Untersuchungen dieser 3 Motoren bediente sich die Jury wieder der Prony'schen Bremse unter gleichzeitiger Controlle des Gas-, resp. Cokesverbrauchs. Die Entnahme von Diagrammen war allein bei dem Gasmotor von Fétu & Deliège möglich, konnte daher als Massstab des Vergleichs nicht dienen.

Die Resultate der Proben waren folgende:

1) Otto's neuer Gasmotor, von Fétu & Deliège in Lüttich. Bei dem grossen Interesse, welches der Otto'sche Gasmotor in der Kleinindustrie allgemein erregt, dürfte eine genaue Beschreibung der stattgefundenen Proben wohl von Werth sein. Es wurden nacheinander 4 Versuche gemacht, welche darin bestanden, dass bei verschiedenen Belastungen des vertical abwärts stehenden Bremshebels, dessen Gewicht demnach ausser Rechnung blieb, der Gasverbrauch bei jedem Versuch an der zu diesem Zwecke angebrachten Gasuhr genau controllirt wurde. Die Länge des Hebelarmes war 0,933 m, die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelachse hielt sich genau auf 180 pro Min. und zwar so gut, dass, als bei einer Belastung von 12 kg die Bremse plötzlich gelöst wurde, die Maschine nicht merkbar schneller lief, ein guter Beweis von dem vortrefflichen Arbeiten des Regulators.

Die Resultate der Bremsversuche giebt folgende Tabelle:

| Versuch No. | Belastung der Bremse kg | Gasverbrauch l | Dauer der Probe | Pferdestärke | Hieraus berechnet: Gasverbrauch pro Stunde u. Pferdestärke cbm |
|---|---|---|---|---|---|
| I | 11,96 | 645 | 15 Min. | 2,78 | 0,93 |
| II | 4,30 | 375 | 15 „ | 1,055 | 1,42 |
| III | 1,00 | 84 | 5 „ | 0,333 | 4,30 |
| IV | 0 | 50 | 3Min. 52Sec. | Leergang | 0,8 |

Hieraus folgt, dass bei voller Kraftentwickelung — hier 2¾ Pferdestärken — der Otto'sche Gasmotor von Fétu & Deliège ca. 1 cbm Gas pro Stunde und Pferdestärke verbraucht, und dass der Gasverbrauch stark zunimmt, sobald der Motor nicht genügend belastet ist.

Es ist dies auch einleuchtend, denn die schädlichen Widerstände in der Maschine bleiben auch bei geringer Belastung zum grossen Theil constant und werden daher im Verhältniss zur geringeren Belastung viel grösser. Nimmt man als annähernd richtig an, dass der Gasverbrauch zur Ueberwindung der schädlichen Widerstände bei dem 2pferdigen Motor stets derselbe und zwar nach obigem Versuch No. IV 0,8 cbm pro Stunde ist, so folgt weiter daraus, dass zur Verrichtung der nützlichen Arbeit pro Stunde und Pferdestärke an Gas verbraucht wird:

bei Versuch No. I 0,64 cbm,
„ „ „ II 0,46 cbm,
„ „ „ III 0,46 cbm.

Für die vergleichende Untersuchung ist jedoch nur der Gasverbrauch bei voller Kraftentwickelung in Betracht zu ziehen, welcher rund 1 cbm pro Stunde und Pferdestärke beträgt.

2) Heissluftmaschine von D. W. van Rennes in Utrecht (neues System).

Bei der betreffenden Probe wurde eine Bremse mit ausbalancirtem Hebel von 955 mm Länge gebraucht. Der erste Bremsversuch dauerte ungefähr ¾ Stunden und die Maschine machte im Beginn bei 30 kg Belastung durchschnittlich 82 Umdr. pro Min.; später bei 25 kg Belastung 85 Umdrehungen.

Hierbei wurde eine Leistung entwickelt, zuerst von 3,3, dann von 2,93 Pferdestärken. Gleich darauf verminderte sich die Leistung so stark, dass man sich zu einer zweiten Probe von längerer Dauer entschloss, wobei auch der Cokesverbrauch so genau als möglich bestimmt werden sollte.

Dieser zweite, 1¾ Stunden dauernde Versuch ergab eine mittlere Leistung von 2,2 Pferdestärken bei durchschnittlich 85 Umdrehungen pro Min. und einen Cokesverbrauch von 3,9 kg pro Stunde und Pferdestärke.

Auch hier nahm die Leistung stark ab, doch ist dies in beiden Fällen der schlechten Einrichtung der Feuerung und dem Schornstein zuzuschreiben, mit welchem kein genügender Zug zu erzielen war, so dass, während beim Beginn der Proben die Feuertöpfe rothglühend waren, diese bald dunkler wurden und schliesslich ihre Glühhitze ganz verloren. Die Temperatur des Kühlwassers nahm bei Beginn der Proben stark zu, hielt sich dann aber constant auf 40° C., so dass diesem Umstande kein nennenswerther Verlust zugeschrieben werden kann.

Man war daher überzeugt, dass diesem Fehler durch eine bessere Einrichtung der Feuerung leicht abzuhelfen wäre, und dass dann auch der Cokesverbrauch pro Stunde und Pferdestärke sich noch verringern würde.

3) Heissluftmaschine, System Hock, von Jean Robert in Lüttich. Bei den Proben mit dieser Maschine wurde dieselbe Bremse wie bei dem Gasmotor gebraucht und bei der ¾stündigen Dauer derselben der Brennstoffverbrauch nicht controllirt, einestheils weil die Nachtheile dieses Systems gegenüber dem Rennes'schen so in die Augen fallend waren, dass eine Fortsetzung der Versuche unnöthig erschien, anderentheils da der Brennstoffverbrauch nach früheren Proben von Armengaud und Anderen bereits ziemlich übereinstimmend auf 4,5 kg Coke fixirt worden, demnach aber grösser als bei der Rennes'schen Maschine gefunden worden ist. Das Mittel aus 4 Bremsversuchen ergab 1,99 oder rund 2 Pferdestärken bei durchschnittlich 132 Umdrehungen pro Minute. Der Gang der Maschine während der Probe war fortwährend sehr ungregelmässig, so dass die Umdrehungszahl schwer genau zu ermitteln war. Alle 7 bis 8 Minuten musste geheizt oder geschmiert werden, so dass die Angabe, die Maschine könne beinahe sich selbst überlassen bleiben, wenig zutreffend erscheint. Endlich machte die Maschine ein höchst unangenehmes Geräusch und verbreitete ausserordentlich viel strahlende Wärme. Aus diesen Gründen glaubte die Jury den beiden anderen Motoren vor dem Hock'schen den Vorzug einräumen zu müssen.

Ebenso einstimmig urtheilte man, dass der Gasmotor für die Kleinindustrie viele Vorzüge gegenüber der van Rennes'schen Heissluftmaschine besitze, wenigstens bei dem jetzigen Stande der Ausführung dieser Maschine.

Der Gasmotor ist bequem überall dort aufzustellen, wo eine Gasleitung und ein wenig Kühlwasser vorhanden ist und zeichnet sich durch Sicherheit wie Gleichmässigkeit des Ganges aus, ohne dass er der unausgesetzten Sorge des Maschinisten bedarf. Ferner ist er jeden Augenblick zur Kraftleistung bereit, da es nur des Oeffnens des Gashahnes und des Anzündens der Gasflamme bedarf, ohne dass ein vorheriges Anheizen u. dgl. m. nöthig ist, und endlich zeichnet sich der



Digitized by Google

Otto'sche Gasmotor durch eine gediegene Construction und vorzügliche Ausführung aus.

Dagegen wurde durch ein Mitglied der Jury angeführt, dass der van Rennes'sche Motor viel weniger Brennmaterial erfordere als der Gasmotor. 1 cbm Gas koste ca. 0,3 ℳ, 4 kg Cokes aber nur 0,26 ℳ, woraus indess die sehr richtige Antwort erfolgte, dass diese Preisdifferenz grösstentheils verschwindet, wenn man bedenkt, dass bei dem van Rennes'schen Motor fast beständig ein Heizer nöthig ist und jeden Tag Kosten durch das Anfeuern entstehen, was alles bei dem Gasmotor wegfällt.

Die Ausführung des van Rennes'schen Motors zeugt von wenig constructiver Kenntniss, und erst wenn in dieser Beziehung die nöthigen Verbesserungen angebracht sein werden, kann derselbe eine Zukunft haben.

Sicher ist, dass das Bestreben des Herrn van Rennes eine Aufmunterung verdient, und dass dessen Motor, wenn erst seine Construction und Ausführung auf dieselbe Höhe gebracht sind, durch die der Otto'sche Gasmotor so excellirt, der Kleinindustrie in vielen Fällen mindestens dieselben Dienste leisten wird als der Letztgenannte.

Endlich war die Jury noch der Meinung, dass auch der Hock'sche Motor der Praxis in besonderen Fällen gute Dienste leisten kann, wie z. B. wenn kein Kühlwasser vorhanden ist oder wenn die Maschine zugleich als Calorifer Dienste thun soll.

Aus diesen Erwägungen ist ersichtlich, wie die Jury zu dem Schlusse kam, die Preise in Klasse B der Abtheilung III wie folgt zu vertheilen:

> Fétu & Deliége in Lüttich für ihren Gasmotor, System Otto, eine goldene Medaille und fl. 200.
>
> D. W. van Rennes in Utrecht für seine Heissluftmaschine eine silberne Medaille und fl. 50.
>
> Jean Robert in Lüttich für seine Heisslufmaschine, System Hock, eine silberne Medaille.

## Beobachtungen über das Verhalten discentrischer Bögen und deren Vollkommenheit.

Von E. H. Hoffmann, königl. Kreisbaumeister a. D. in Berlin.

In Fig. 1 und 2 ist eine Erddrucksteinbrücke veranschaulicht, welche auf der Magdeburger landw. Ausstellung, 27. Mai bis 6. Juni 1880, ausgeführt wurde, einestheils um die sowohl in meinen Steinbauten (Zeichnungen derselben hatte ich auf mir von Fachgenossen zu erkennen gegebenen Wunsch zahlreich ausgestellt), als auch in besonderen, für diese Ausstellung von mir bearbeiteten Entwürfen angewendeten theoretischen Grundsätze auch in ihrer Verwirklichung zu zeigen; anderentheils um die grosse Leistungsfähigkeit richtig angeordneter Bögen, ihr durchaus zuverlässiges und von den gewöhnlich verwendeten Bögen keineswegs annähernd erreichtes Verhalten, ihre Tragfähigkeit, ihre Elasticität, ihre Empfindlichkeit dem ewigen Walten der Naturgesetze gegenüber, ihre Unempfindlichkeit gegen Schädigungen durch die periodisch auftretenden Einwirkungen des Luftkreises, des Regens u. dgl., der eigenen Beurtheilung theilnehmender Beobachter und berufener Sachverständiger zu überlassen.

Zu den Figuren würde ich in Betreff der Ausführung noch hinzuzufügen haben, dass die Breite des Bogenschlusses 0,47 m betrug; die darüber liegende Brückenbahn war durch Vorkragung 0,63 m breit. Betrachten wir die Schlussbreite des $12^m$ weiten Bogens, so ist dieselbe etwa $1/_{20}$ seiner Spannweite; dieses sei nebenher erwähnt, da man nicht selten aussprechen hört, dass $1/_{17}$ das äusserste zulässige Verhältniss sei.

Bevor ich nun zu den eigentlichen Beobachtungen dieser Erddrucksteinbrücke übergehe, will ich erwähnen, dass ziemlich umfangreiche Beobachtungen an kleineren Bögen bereits früher meinerseits a. a. O.*) besprochen sind. Da diese Bögen nur klein, 1 bis $2^m$ weit, waren, so lagen sie entweder im Innern von bestehenden Gebäuden oder doch gegen die Einwirkungen der Sonne geschützt; und theils deswegen, theils weil sie so klein waren, wurden die Einflüsse des Wetters an ihnen nicht bemerkt. Bei dem hier in Rede stehenden Bauwerke dagegen hatten jene Einflüsse eine nicht nur fast**) gänzlich unbehinderte Einwirkung auf dasselbe, sondern es muss auch als äusserst günstig bezeichnet werden, dass während der Beobachtungszeit recht verschiedenartiges Wetter statt hatte.

Die 163 Beobachtungen, von welchen im Nachfolgenden die Rede ist, wurden mit 10fach multiplicirendem, die Bewegungen im Bogenschluss anzeigendem Hebel vom 21. Mai bis 17. Juni, also innerhalb der Zeit von 28 Tagen, angestellt. Da dieselben nach der am 21. Mai, Morgens 8 Uhr, bewirkten Ausrüstung vorgenommen wurden, so musste dieser Zeitpunkt auch zur Feststellung des Nullpunkts der Beobachtungshöhen gewählt werden.

Die 163 Beobachtungen zerfallen in 3 Beobachtungsreihen. Die erste Beobachtungsreihe No. 1 bis 20 umfasst die Zeit vom 21. bis 29. Mai. Der Bogen von $12^m$ Weite, $0{,}6^m$ Pfeilhöhe und $0{,}28^m$ Schlussstärke, welcher als der wesentlichste Theil des Bauwerks bezeichnet werden möge, war am Anfange dieser Beobachtungsreihe ganz leer und 7 Tage alt. d. h. er war 7 Tage zuvor geschlossen. Er wurde während der angegebenen Beobachtungszeit allmählich mit der ruhenden Last bis zur Höhe der Brückenbahn, dann mit gleichmässig vertheilter, wie schiefer Belastung bis zum Gewicht von $250^{kg}$ pro Quadratmeter versehen, und in der dann folgenden Zeit vom 29. Mai bis 2. Juni dem bei der geringen Breite der Brücke allein möglichen Fussgängerverkehr übergeben. So viel mit den zur Beobachtung des Bogens angewendeten Vorrichtungen, bestehend in Uebertragungen der Unterkante der Schlusshöhe auf zwei seitwärts des Schlusses eingeschlagene Pfähle, vor Beginn der Ausrüstung wahrgenommen werden konnte, trat durch die Ausrüstung keinerlei Senkung, keinerlei Höhenveränderung ein; äusserlich war an dem Bogen in keinem Theile desselben irgend eine Veränderung wahrnehmbar. Er bestätigte daher durch sein Verhalten das, was ich a. a. O. schon mehrfach erwähnt und u. A. auch in meiner Schrift: „Eisen, Holz, Stein. Leipzig 1878 bei Knapp" als die zweifellos vorhandene Eigenschaft und den mit den verschiedensten Mitteln oft vergeblich bei den bedeutendsten Brückenöffnungen erstrebten Vorzug richtig angeordneter Bögen bezeichnet habe, und was ich mannichfach darüber verlautbarten Zweifeln gegenüber, mit den von mir für dieses Verhalten stets gebrauchten

*) Zeitschrift des Westpr. Arch.- u. Ing.-Vereines, Heft 2, 1880. Notizblatt des d. Vereines für Ziegel- u. s. w. Fabrikation, Heft 4 u. 5, 1879.

**) Benachbarte Baulichkeiten haben vielleicht einige Einwirkung durch zeitweisen Schatten, welchen sie auf das Bauwerk warfen, geübt.

Fig. 1.

Scala des Mauerwerkes.

| No. | Bezeichnung | Bestandtheile: Steine | Bestandtheile: Mörtel | Nutzfestigkeit |
|---|---|---|---|---|
| I. | | Bester Kramnitz-Ziegel | 1/3 | 30 |
| II. | | Kohlensandstein v. Plötzky | 3/3 | 20 |
| III. | | Bruchstein von Alvensladt | 3/3 | 15 |
| IV. | | do. | 7/3 | 10 |
| V. | | do. | 10/3 | 5 |

Die äusserste Nutzfestigkeit bei schiefer Belastung von $400^{kg}$ pro Quadratmeter ist in I. $40^{kg}$ pro Quadratcentimeter.

Mörtel 1/3 heisst: 1 Th. Sand, 1 Th. Portland-Cement.

Digitized by Google

Fig. 2.

Worten aufrecht erhalten zu können berechtigt bin, nämlich „dass wahrnehmbare Veränderungen bei der Ausrüstung des Bogens nicht eingetreten sind", in vollem Maasse.

Die Nutzfestigkeit des leeren Bogens ist ungefähr 7$^{kg}$ pro Quadratmeter oder 35$^{m}$. Die Mörtelfestigkeit betrug im Alter von 7 Tagen nach den im Laboratorium angestellten Prüfungen 146$^{kg}$ pro Quadratcentimeter. Leider kann aus vielen Gründen, deren Anführung hier zu weite Auseinandersetzungen bedingen würde, die Annahme nicht gemacht werden, dass die Mörtelfestigkeit, welche im Laboratorium ermittelt wird, und diejenige, welche im Bauwerke statt hat, dieselbe sei; vielmehr muss vorausgesetzt werden, dass letztere auch unter den günstigsten Umständen eine wesentlich geringere ist.

Die während der Aufbringung der ruhenden Belastung angestellten, wie bereits erwähnt in 10facher Vergrösserung gemessenen und während der demnächst bis 29. Mai durch die Beobachtungen No. 1 bis 20 festgestellten Bewegungen waren Hebungen über und Senkungen unter den, wie bereits erwähnt, um 8 Uhr Morgens festgestellten Nullpunkt, und Alles, was aus ihnen geschlossen werden kann, ist:

1) Dass die Belastungen, und zwar schon die ganz geringe Last eines*) Menschen einen Einfluss auf das Verhalten des Bogens ausüben, dass aber dieses Verhalten, wie bereits 1867 im „Arch. Wochenblatt" bei Beschreibung der Steinbrücke zu Katz angedeutet, lediglich die Elasticität des Mauerwerks bekundet.

2) Dass die Einwirkung der Wärme und der Lufteuchtigkeit sehr viel grösseren Einfluss auf die Bewegungen des Bogens ausübt als die Belastungen, so dass durchaus nicht festgestellt werden kann, ob eine z. B. unter der grössesten bis dahin aufgebrachten beweglichen Belastung von 250$^{kg}$ pro Quadratmeter am 29. Mai beobachtete Bogenschluss-Senkung von 6$^{mm}$, und Verminderung derselben auf 4,5$^{mm}$ nach erfolgter Beseitigung der beweglichen Last, nicht fast einzig und allein dem Wetter zuzuschreiben ist. Die Bewegungen des ganz entlasteten, wie des ungleich mehr belasteten Bauwerks zeigten nämlich während eines Tages sehr viel grössere Unterschiede, und es war an kühlen regnerischen Tagen der höchste Stand des Bogenschlusses überhaupt nicht nur ein sehr viel niedrigerer als der tiefste Stand an wärmeren Tagen, sondern es war auch die Summe der Unterschiede in den Bewegungen eines kühlen und nassen Tages eine ungleich geringere als an heissen trockenen Tagen.

3) Dass alle aufgebrachten schiefen, wie gleichmässigen Belastungen bis zum 2. Juni keinerlei wahrnehmbare Veränderungen an dem Bauwerk hervorbrachten, und dass alle mit 10facher Vergrösserung ermittelten vorübergehenden Bewegungen keinerlei wahrnehmbare Veränderung in dem Zustande des Bauwerks herbeizuführen im Stande gewesen sind.

Nachdem dieses Ergebniss am 29. Mai festgestellt, wurde an jeder Mitte der beiden Gesimsschichten der Stirnübermauerung je ein Schmurschlag gemacht, und eine demnächst bewirkte photographische Aufnahme des Bauwerks unter leidlich grosser Auffüllung mit Menschen liess irgend eine Abweichung der Schnurschläge von der Geraden nicht erkennen.

Nachdem dann am 2. Juni früh 8 Uhr die inzwischen beseitigten Hebel wieder auf den Nullpunkt, dem derzeitigen Bogenstande entsprechend, eingestellt waren, wobei nun allerdings leider nicht erwiesen ist, ob dieses Null mit dem Null der ersten Beobachtungsreihe gleich oder um ein Geringes verschieden ist, begann die zweite Beobachtungsreihe No. 21 bis 57 in der Zeit vom 2. bis 5. Juni. Die nachfolgende Tabelle zeigt das grossentheils von 8 Uhr früh bis Abends 7 Uhr stündlich verzeichnete Verhalten der Brücke, lediglich unter der ruhenden Belastung, wie unter der bis auf 600$^{kg}$ pro Quadratmeter allmälig vermehrten Belastung.

| No. | Zeit und Stunde | Beobachtung No. III | Bemerkung: Die Erhebungen über Null erscheinen mit dem negativen Vorzeichen. V heisst Vormittags; N Nachmittags. | |
|---|---|---|---|---|
| 21 | 2. Juni 8$^{V}$ | 0 | | |
| 22 | „ 1$^{N}$ | −1 | | |
| 23 | „ 3$^{N}$ | −1,4 | | |
| 24 | „ 4$^{N}$ | −1,4 | | |
| 25 | „ 5$^{N}$ | −1,7 | heisser, sonniger Tag | ohne bewegliche Belastung |
| 26 | „ 6$^{N}$ | −1,9 | | |
| 27 | „ 7$^{N}$ | −2,1 | | |
| 28 | 3. Juni 8$^{V}$ | −1,4 | | |
| 29 | „ 9$^{V}$ | −1,0 | | |
| 30 | „ 10$^{V}$ | −1,4 | | |
| 31 | „ 11$^{V}$ | −1,1 | | |
| 32 | „ 12$^{N}$ | −0,9 | | |
| 33 | „ 1$^{N}$ | −0,7 | wechselndes Wetter | 200$^{kg}$ pro Quadratmeter bewegliche Belastung |
| 34 | „ 2$^{N}$ | 0 | | |
| 35 | „ 3$^{N}$ | 0,1 | | |
| 36 | „ 4$^{N}$ | 0,5 | | |
| 37 | „ 5$^{N}$ | 1,0 | | |
| 38 | „ 6$^{N}$ | 1,0 | | |
| 39 | 4. Juni 8$^{V}$ | 0,9 | | |
| 40 | „ 9$^{V}$ | 0 | | |
| 41 | „ 10$^{V}$ | 0 | | |
| 42 | „ 11$^{V}$ | −0,3 | | |
| 43 | „ 12$^{N}$ | −0,4 | | |
| 44 | „ 1$^{N}$ | −0,4 | | |
| 45 | „ 2$^{N}$ | −0,3 | leidlich gutes Wetter | 400$^{kg}$ pro Quadratmeter bewegliche Belastung |
| 46 | „ 3$^{N}$ | −0,3 | | |
| 47 | „ 4$^{N}$ | −0,7 | | |
| 48 | „ 5$^{N}$ | −0,5 | | |
| 49 | „ 6$^{N}$ | −0,3 | | |
| 50 | 5. Juni 8$^{V}$ | 1,3 | | |
| 51 | „ 9$^{V}$ | 1,1 | kühl und wolkenbruchartiger Regen bis etwa 1 Uhr Nachmittags | |
| 52 | „ 10$^{V}$ | 1,2 | | |
| 53 | „ 11$^{V}$ | 0,9 | | |
| 54 | „ 12$^{N}$ | 1,0 | | |
| 55 | „ 1$^{N}$ | 1,0 | | |
| 56 | „ 2$^{N}$ | 1,0 | | 600$^{kg}$ pro Quadratmeter bewegliche Belastung |
| 57 | „ 3$^{N}$ | 1,0 | | |

Der aufmerksamsten Prüfung wurden Beobachtungen wie die, welche z. B. am 2. Juni für die unbelastete Brücke eine von früh 8 Uhr bis Abends 7 Uhr fast stetige Hebung, ferner diejenigen, welche am 4. Juni eine fast fortwährende Steigung der schon sehr schwer (mit 400$^{kg}$ pro Quadratmeter) belasteten Brücke von Morgens 8 bis Nachmittags 4 Uhr zeigen, während am 3. Juni bei der nur halb so grossen Belastung eine fortwährende Senkung stattfand, völlig unverständlich bleiben müssen, wenn die hinzugefügten Bemerkungen über das Wetter nicht die Erklärung gäben, dass Wärme und Feuchtigkeitsgehalt der Luft den Hauptantheil an der Bewegungen des Bauwerks ausübten, während die Belastung, selbst mit 600$^{kg}$ pro Quadratmeter, wie durch die dritte Beobachtungsreihe noch des Näheren dargethan ist, fast einflusslos zu sein scheint. Dass die gemessenen Bewegungen keine wahrnehmbaren Veränderungen des 12$^{m}$ weiten und bei 0,60$^{m}$ Pfeil nur 0,30$^{m}$ im Schluss starken, discontinuirlichen Bogens herbeizuführen vermocht haben, sei wiederholt erwähnt.

Die dritte Beobachtungsreihe vom 5. Juni 4 Uhr Nachm. bis 17. Juni lässt in 105 Beobachtungen das Verhalten des fortwährend mit 600$^{kg}$ pro Quadratmeter belasteten Bogens als ohne wahrnehmbare Veränderungen fortbestehend erkennen. Während bei vielen auf einander folgenden Regentagen der

*) Die betreffende Beobachtung wurde an einem der Tage, bei leider sehr wechselreichem, grossentheils regnerischen Wetter und dem nachfolgenden, stechenden Sonnenschein mittelst mehrerer von Hrn. Geheimen Oberfinanzrath Köpke zu Dresden freundlichst überlassenen Köpke'schen Libellen ausgeführt.

Digitized by Google

Stand des Bogenschlusses ein sehr tiefer ist, während derselbe z. B. am 8. Juni Morgens 6 Uhr (dem vierten von auf einander folgenden kühlen Regentagen) bis $2{,}9^{mm}$ unter Null herabsinkt, hebt er sich im Laufe des Tages bis $0{,}6^{mm}$ unter Null, um unter weiteren, ununterbrochen auf- und abgehenden Bewegungen bei Eintritt wärmeren Wetters Null zu erreichen und zu übersteigen.

Zu diesem Gesammtergebniss will ich bemerken, dass vermuthlich um diese Jahreszeit früh 4 Uhr die grösste Kälte herrscht, und da die Bewegungen nicht mit den Wärmeveränderungen des Luftkreises gleichzeitig eintreten, sondern ihnen nachfolgen (Beobachtungen No. 21 bis 27), so dass namentlich an Tagen anhaltenden Sonnenscheins die grösste Hebung erst Nachmittags, bezw. Abends 7 Uhr eintritt, so wird etwa Morgens 5 bis 6 Uhr der jeweilig tiefste Bogenstand binnen 24 Stunden eintreten. Stellen wir uns die Bewegungen des Bogenschlusses binnen 24 Stunden, an deren Anfang und Ende gleiche Wärme und Feuchtigkeit vorausgesetzt wird, als Kreislinien vor, so ist der Durchmesser des Kreises am heissesten Tage etwa $2{,}9^{mm}$, am kältesten Tage aber kaum $1{,}4^{mm}$, wobei jedoch wohl zu bemerken, dass diese Kreise nicht als concentrische, zu denken sind, sondern dass der unterste Punkt des grösseren Kreises noch viel tiefer liegt, als der höchste Punkt des kleineren Kreises. Diese Unterschiede werden unter Betrachtung der Juli- und Augustwärme (wie sie bisweilen vorkommt) und der Januar- und Februarkälte natürlich noch viel grössere sein, aber trotz dieser vorausgesetzenden Vergrösserung ist die absolute Grösse so gering, dass sie für das Leben keine Bedeutung hat, dass aber ihre Erkenntniss zunächst für die Wissenschaft vermuthlich fruchtreiche Folgen haben wird.

Die Anordnung des Bauwerkes erfolgte in Betreff der gewählten Abmessungen nach der Formel

$$y = V H_1 \ln \frac{e + c + x + V2\,(e+c)\,x + x^2}{e+c}$$

und den nachträglich angeschlossenen graphischen Ermittelungen.

Für den Zustand während der dritten und am Schlusse der zweiten Beobachtungsreihe ergiebt sich, da wie bekannt die Schlussstärke des $12^m$ weiten Bogens $c = 0{,}28^m$ ist, für die Nutzfestigkeit $q = 100^{kg}$ und die Belastungshöhe $e = 0{,}6$ (wovon 0,3 für die ruhende, 0,3 für die bewegliche Last von $600^{kg}$ pro Quadratmeter gerechnet wird):

$$\frac{x}{y} = \frac{0{,}1}{2{,}29} ; \frac{0{,}2}{3{,}30} ; \frac{0{,}4}{4{,}85} ; \frac{0{,}6}{5{,}84}$$

und für die Nutzfestigkeit $q = 110$:

$$\frac{x}{y} = \frac{0{,}1}{2{,}40} ; \frac{0{,}2}{3{,}62} ; \frac{0{,}4}{5{,}09} ; \frac{0{,}6}{6{,}13} .$$

Es wird also für $\frac{x}{y} = \frac{0{,}6}{6{,}0}$, oder für das hier vorliegende Oeffnungsverhältniss die Nutzfestigkeit etwa $106^{kg}$ sein, wofür $21^{kg}$ pro Quadratcentimeter als genugsame Annäherung angesehen werden kann, da Bruchtheile vom Kilogramm ausser Betracht bleiben können.

Die Festigkeit des, wie erwähnt, im Laboratorium geprüften und daher im Bauwerk wahrscheinlich nicht in gleicher Festigkeit vorhandenen Mörtels betrug am 11. Juni $199^{kg}$ pro Quadratcentimeter. Es wurden also etwa $10^1/_2$ pCt. der im Laboratorium ermittelten Grenzfestigkeit des Mörtels als Nutzfestigkeit des Mauerwerkes in Ansprunch genommen, und wäre die Festigkeit des Mörtels im Bauwerk die gleiche wie die im Laboratorium ermittelte, so konnte, wie in der Schrift: „Holz, Eisen und Stein" nachgewiesen ist, das hier durch Beobachtungen gefundene Ergebniss mit Sicherheit vorhergesehen werden.

Ausser dem in Vorhergehendem wiederholt erwähnten Bogen von $12^m$ Weite sind die kleinen Entlastungsbögen, welche nur $0{,}07^m$ Schlussstärke, $0{,}3^m$ Weite und $0{,}1^m$ Pfeil haben, derselben Belastung bis zu $600^{kg}$ pro Quadratmeter theilhaftig geworden.

Es wird noch in Kürze der Folgerungen zu erwähnen sein, welche durch das gezeigte Verhalten der in diesem Bauwerke verwendeten Mauermassen fasslich greifbar werden. Zu diesem Zwecke schicke ich Einiges über die Kosten voran.

Das Mauerwerk des mittleren Bogens ist in vorliegendem Falle sehr theuer und kostet pro Kubikmeter 160 ℳ. Das übrige Bruchmauerwerk, welches mit verschieden festem Stein und ebenso mit verschieden festen Mörteln hergestellt wurde, wird man überall mit etwa 15 bis 20 ℳ herstellen können.

Die Entlastungsbögen sind ihrer geringen Stärke wegen pro Quadratmeter zu 2 bis 3 ℳ auszuführen, und somit kostet eine $20^m$ breite derartige Erddruckstein-Brücke, welche bei $1{,}0^m$ Constructionshöhe $12^m$ Weite (und erst in $4^m$ Tiefe festen Baugrund) hat, etwa $28000$ ℳ., wovon zu rechnen sind:

| | | |
|---|---|---|
| 1) | $72^{cbm}$ Mauerwerk von Keramitziegeln und $^1/_4$ Portland-Cementmörtel à 160 ℳ . . = | 11340 ℳ |
| 2) | $600^{cbm}$ Bruchsteinmauerwerk verschiedener Art, mit Portland-Cementmörtel von $^3/_4$ à 20 ℳ . . . . . = | 12020 „ |
| 3) | $240^{qm}$ Entlastungsbögen à 2,5 ℳ . . . . . = | 600 „ |
| 4) | Pflaster und Sonstiges . . . . . = | 4040 „ |
| | Summa | 28000 ℳ. |

Trotz des äusserst kostspieligen Betrages in Pos. 1 wird also ein sehr billiges Bauwerk erlangt, ein Bauwerk, über welches das Comité der Magdeburger landw. Ausstellung, dessen Ansichten durch Untersuchungen, bezüglich Urtheile bauverständiger Preisrichter unter Vorsitz des Regierungs- und Baurath Ogil gestützt werden, „allgemeine Anerkennung der ausgezeichneten Eigenschaften" bekundet hat.

Mit gleich geringen, auffällig geringen Kosten würden Brücken von 40 und $50^m$ Weite bei grösserer Höhe ausführbar sein, und es folgt aus den gegebenen Mittheilungen wie aus den auch anderweit gelieferten Beweisen, dass die Unwandelbarkeit der, wenn ich so mich ausdrücken darf, richtig angeordneten Steinbögen, bez. Gewölbe, dieselben befähigt, im Verein mit ihrer Billigkeit nicht nur für Gebäudedecken, sondern auch für Dächer über grossen Räumen verwendet werden zu können.

Es ist in letzterer Beziehung noch erwähnenswerth, dass, obschon das Mauerwerk des Bogens, bezw. der Bögen durch keines der üblichen Schutzmittel, wie Asphalt u. dgl. — ich will nicht sagen — geschützt, sondern bedeckt war (dieser sogenannte Schutz ist recht häufig das Gegentheil dessen, was er sein soll), an keinem der vielen Regentage eine Durchdringung der Bögen bemerkt werden konnte.

Bögen, welche, wie in der Regel beim Ausrüsten der Fall, sich mehr oder minder erheblich setzen, Risse bilden u. s. w., können den Anforderungen, als Dächer verwendet zu werden, nicht genügen, und da die Bauverständigen, wie schon vielleicht seit der Zeit der Römer so auch heute noch, sich mit den verschiedensten Projecten abmühen, wie sie das Setzen der Bögen verringern, bezieh entlich die Bildung von Rissen verhindern können, so ist durch das Obige vielleicht zu hoffen, dass sie auf den richtigen, in „Eisen, Holz und Stein" 1878 bereits vorgezeichneten Weg gelangen. Werden Bögen ausgeführt, welche den Forderungen der Wissenschaft entsprechen, so werden diese gleichzeitig die vollkommensten sein.

---

[2]) $^1/_1$ Portland-Cementmörtel heisst 1 Th. Sand, 1 Th. Portland-Cement.
$^2/_1$ „ „ „ 3 „ „ 1 „ „ „
$^{10}/_1$ „ „ „ 10 „ „ 1 „ „ „

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

Fig. 1

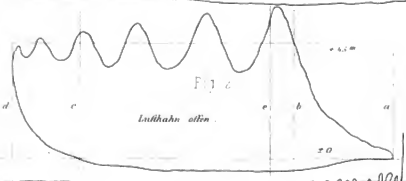



Fig. 2

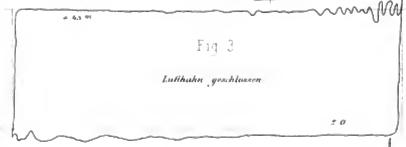



Fig. 3

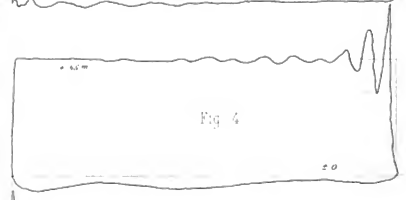


Fig. 4

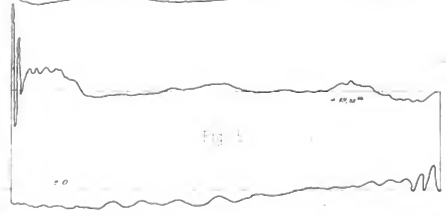
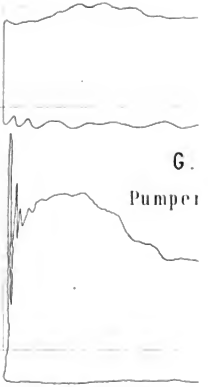


Fig. 5



Digitized by Google

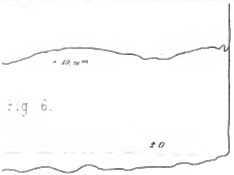



Fig 6.

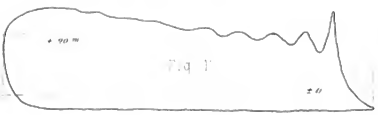



Fig 7

## Oesten:

## -Diagramme.

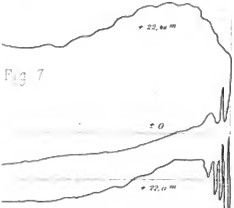



Fig 8

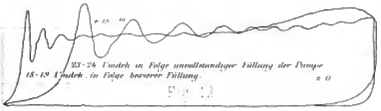



Fig 12

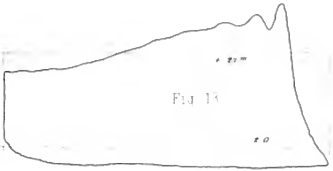



Fig 13

Fig 9

Fig 14

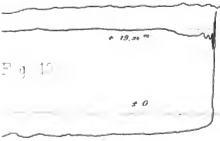



Fig 10

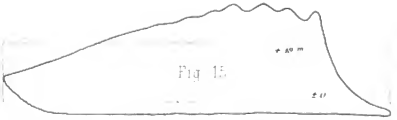



Fig 15

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT
DES
# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 8. Augustheft.


## Abhandlungen.

### Ueber den Riementrieb.


Von **A. Krebs**, Assistent der techn. Hochschule in München.


(Vorgetragen in der Versammlung des Bayerischen Bezirksvereines am 14. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XXII.)

Seit dem Erscheinen des Berichtes von Prof. Radinger über die Weltausstellung in Philadelphia: „Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika", machte sich in den technischen Kreisen besonders ein lebhaftes Interesse für den Riementrieb, der in vorgenanntem Berichte eingehend behandelt wird, geltend, wovon auch die Discussionen in unserem Vereine und die verschiedensten Mittheilungen in den technischen Zeitschriften Zeugniss ablegen. Besonders die Thatsache der ausgedehnten, ja fast ausschliesslichen Anwendung der Kraftübertragung durch Riemen in Amerika und die oftmals kolossalen Dimensionen der letzteren, ferner die Art der Riemenberechnung und die derselben zu Grunde liegende Anschauung, dass der Luftdruck als wesentlicher Factor bei dem Hervorbringen der Reibung des Riemens auf seiner Scheibe anzusehen ist, sind es, welche vielfach Aufsehen erregten, und welche nothwendig dazu führen mussten, die Verhältnisse, wie sie in Amerika liegen, mit den bei uns bestehenden eingehender zu vergleichen.

Die nachfolgenden Mittheilungen sollen denn auch die oben genannten Punkte behandeln, also die Ausdehnung des Riemenbetriebes, Erfahrungen über denselben und seine Berechnung betreffen. Zunächst sollen die amerikanischen Riementriebe nach diesen Gesichtspunkten besprochen werden, wobei ich mich besonders auf folgende Veröffentlichungen stützen möchte: „A Treatise on the Use of Belting by J. H. Cooper, Philadelphia 1878 (Zusammenstellung aus dem eine Sammlung von amerikanischen, englischen, französischen und auch deutschen Aufsätzen und Notizen über Riementriebe u. dgl. enthaltenden „Journal of the Franklin Institute"). Radinger's Bericht und endlich „Riemenbetrieb" von Dr. H. Grothe (Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbefl. in Preussen 1878, S. 319).

#### Der Riemenbetrieb in Amerika.

Schon in den 30er Jahren war in Amerika der Gebrauch der Riementransmission unter Anwendung von hölzernen Trommeln ein sehr ausgedehnter; so wurde dieselbe zum Mahlmühlenbetriebe vor dem Jahre 1826 verwendet. Im Jahre 1837 macht Civilingenieur Beard in seinen „Bemerkungen über den Betrieb von Baumwollen- und Wollenwaarenfabriken"[1]) auf die Verwendung 12 bis 15zölliger Riemen (305 bis 380$^{mm}$) aufmerksam, bespricht auch zugleich alle jene Punkte, denen wir noch jetzt unser besonderes Augenmerk zuwenden müssen. Er berechnet den Luftdruck, durch welchen ein 12" Riemen auf einer Trommel von $4^1/_2$" Durchmesser angepresst wird, giebt eine Riemenschmiere an, bei deren Verwendung die Berührung zwischen Riemen und Scheibe eine so innige werde, dass alle Luft zwischen den beiden Oberflächen ausgeschlossen sei, und endlich empfiehlt er, die Scheiben mit einem Lederüberzuge zu versehen, so dass die Haarseite des Riemens mit derjenigen der Bekleidung in Berührung komme; zu diesem Ueberzuge seien die geringerwerthigen Theile der Haut zu verwenden.

Wir finden hier somit schon die Luftdruckswirkung, Verwendung von Riemenschmiere auch als Adhäsionsmittel, Benutzung der Haarseite als Lauffläche und das Bandagiren der Scheiben besprochen.

Im Jahre 1840 haben J. Montgomery in seinem Werke: „Cotton manufacturing of America" und 1841 R. Willis in seinen „Principles of Mechanism" auf die Ausbreitung des Riemenbetriebes in Amerika hingewiesen und die Verwendung breiter, schnell laufender Riemen gegenüber den in England üblichen langen Wellen und gezahnten Rädern constatirt.

Im Jahre 1865 theilt Fairbairn in seinen „Mills and Millwork" das Gleiche mit und führt an, dass Hauptriemen von 24" bis 36" Breite (610 bis 920$^{mm}$) in Verwendung seien. Dieser mehr und mehr ausgedehnte Gebrauch des Riementriebes, die Benutzung desselben selbst zur Uebertragung grösserer Kräfte, gingen Hand in Hand mit der Anwendung grösserer Geschwindigkeiten und verbesserter Scheibenconstructionen. So hat der Amerikaner Allen 1839 statt der üblichen 90 Touren für Spinnereien 200 Touren genommen

[1]) „Journal of the Franklin Institute", übersetzt in „Dingl. pol. Journ." 1838, Bd. 68, S. 372.




Digitized by Google

und 1853 bei einem Riementriebe für die erste Welle 200 und für die zweite 400 Touren angewendet. Die hölzernen Trommeln wurden bald verlassen und gusseiserne Scheiben in vorzüglichster Weise ausgeführt.

Im Jahre 1868[1]) erhielten die New Jersey Zinc Co. works in Newark N. J. bereits einen 4fachen Riemen von 1220$^{mm}$ Breite und einem Gewicht von 1000$^{kg}$; derselbe war zur Zeit der Berichterstattung 3 Jahre ohne Störung im Gebrauch (vgl. Tabelle II, No. 8).

Im Jahre 1869[2]) lieferten Hoyt Brothers New York für die American Print Works, Fall River Mass., zwei Doppelriemen von 15$^{mm}$ Stärke, 915 und 965$^{mm}$ Breite und 32,6, resp. 69,5$^{m}$ Länge.

Auch in den Walzwerken hat sich der Riementrieb vollständig eingebürgert, so dass z. B. 1871 ein amerikanischer Ingenieur mittheilt[3]), wie nahezu alle Walzwerke in Pittsburg mit Riemen von 20" (510$^{mm}$) aufwärts betrieben würden. Ein Fall ist speciell aufgeführt, in welchem auf einem Schwungrade von ca. 8$^{m}$ Durchm. und ca. 1,1$^{m}$ Breite zwei 813$^{mm}$ breite Riemen neben einander liegen.

Besonders lebhaft machte 1874 auf die ausgezeichneten Transmissionsverhältnisse in Amerika der Engländer Evan Leigh in einem Vortrage aufmerksam[4]), den derselbe vor der Scientific & Mechanical Society in Manchester hielt, und wobei er namentlich die Verwendung des Riementriebes in den Textilfabriken im Auge hatte. Als Haupterforderniss des rationellen Riemenbetriebes verlangt er grosse Geschwindigkeiten, nämlich 20 bis 25$^{m}$ pro Secunde; die normale Anordnung sei dabei diejenige, von der Maschine aus direct mit Riemen die Transmissionen der einzelnen Stockwerke zu treiben. Er führt auf, dass ein 610$^{mm}$ breiter Doppelriemen 140 Pferdest. übertragen habe, von einer mit 130 Touren laufenden Scheibe von 2740$^{mm}$ Durchm. auf eine solche von 2130$^{mm}$ Durchm.; der Riemen sei z. Z. 7 Jahre im Betriebe gewesen, ohne dass ein Nachziehen nothwendig geworden; diese Thatsache sei ihm in anderen amerikanischen Fabriken stets bestätigt.

Im Jahre 1875 hielt Sutton vor der New-York Society of Practical Engineers einen Vortrag[5]), in dem er betont, dass in Amerika 99 pCt. aller Kraft durch Riemen übertragen würden.

Im Jahre 1876[6]) lieferten Hoyt & Co. New-York für Jessup & Moore's paper mill in Wilmington Del. einen Doppelriemen von 1,35$^{m}$ Breite, 56,4$^{m}$ Länge und 1000$^{kg}$ Gewicht, bestimmt 600 Pferdest. zu übertragen; auf der Pariser Ausstellung 1878 war die genannte Firma durch einen 2$^{m}$ breiten Riemen vertreten, während Ant. Heim New-York einen Riemen von 1,75$^{m}$ Breite, 1000$^{kg}$ Gewicht, der aus 130 Lederhäuten hergestellt war, ausgestellt hatte.

Im Jahre 1878 endlich ist es Prof. Radinger, der in seinem schon genannten hervorragenden Werke die amerikanischen Riementransmissions-Verhältnisse einer gründlichen Prüfung unterwirft, dieselben in überzeugender Weise als in jeder Beziehung vorzüglich bezeichnet und die Unterschiede zwischen amerikanischer und europäischer Anschauungsweise hervorhebt.

Die gleichen Ansichten macht Dr. Grothe in seiner ebenfalls schon erwähnten Abhandlung geltend.

Uebergehend zu den Grundsätzen und Regeln, welche die Amerikaner für die Berechnung und Verwendung des Riementriebes aufstellen, sollen zunächst die von Z. Allen, Providence R. J., aufgestellten Gesetze[1]) besprochen werden.

„Ein guter Lederriemen, 1" breit, hat die Festigkeit, 1000 Pfund engl. zu tragen." Diese Regel findet sich häufiger, sie ergiebt eine Beanspruchung von 18$^{kg}$ pro Millimeter Breite, was für einen 5$^{mm}$ dicken Riemen einer Bruchfestigkeit von 3,6$^{kg}$ entspricht.

„Die Geschwindigkeit von 1 Meile pro Minute hat sich für die Praxis als zuverlässig und günstig erwiesen." Es sind das 5280' oder ungefähr 1600 Meter, also $v = 26{,}6^{m}$ pro Secunde, eine uns schon bekannte Angabe, da wir aus zwei Gründen $v < 30^{m}$ nehmen; einmal um durch die Centrifugalkraft die Scheiben nicht zu gefährden und dann, weil der ungünstige Einfluss der Centrifugalkraft auf die Grösse der durch einen Riemen übertragbaren Arbeit zu bemerkbar würde.

„Die Fähigkeit eines Riemens, Kraft zu übertragen, ist abhängig von der Grösse seiner Adhäsion auf der Scheibenoberfläche."

„Die Grösse der Adhäsion variirt bedeutend, je nach den Umständen, unter denen der Riemen gebraucht wird und ist sehr begrenzt im Vergleich zur absoluten Festigkeit des Leders." Diese Regeln besagen weiter nichts, als dass der Riemen um so mehr Kraft übertragen kann, je grösser die Reibung ist (dem correcter ist es wohl „Reibung" für „Adhäsion" zu setzen), durch welche er auf der Scheibe gehalten wird; vorausgesetzt, dass die Festigkeitsgrenze für Leder nicht überschritten wird.

„Die Adhäsion und Friction, welche den Riemen veranlassen, sich an der Scheibe ohne Gleiten anzulegen, sind bei horizontalem Gebrauch hauptsächlich vom Gewichte des Leders abhängig." Bemerkenswerth ist, dass „Adhäsion" und „Friction" neben einander gebraucht werden; übrigens ist die Regel unrichtig, da ja als wesentlich die Pfeilhöhe des Bogens, in dem der Riemen hängt, in Betracht kommt; sie führt auch fernerhin zu einem falschen Schluss.

„Wenn sich der Riemen dicht auf die Scheibe auflegt, wächst die Adhäsion mit wachsender Spannung"; d. h. also, je mehr der Riemen gespannt ist, desto besser haftet er auf der Scheibe.

„Das Gewicht des Leders erzeugt bei verticalem Riemen an der unteren Scheibe einen schlaffen Bogen, der weniger Neigung hat, die Scheibe zu berühren und Kraft durch Adhäsion zu transmittiren. Verticale Riemen müssen deshalb schärfer gespannt werden unter Rücksicht auf die Elasticität des Leders zur Hervorrufung genügender Adhäsion." Diese Thatsache ist uns bekannt, und bedarf der Satz einer näheren Erklärung nicht.

„Sichere Regeln zur Bestimmung der Adhäsion lassen sich nicht geben; sie nag angenommen werden bei kurzen Riemen zu 30 Pfund pro Zoll Breite, doppelt so gross für lange Riemen, dreimal so gross für stark angestrengte Riemen. Der letztere Werth ist thunlichst zu vermeiden, weil die Zapfenreibung sehr vergrössert, also Kraft vergeudet und die Dauerhaftigkeit des Leders beeinträchtigt wird." Andere

[1]) „Journal of the Franklin Institute" 1871, I, S. 317 und Cooper, „Use of Belting", S. 94.

[2]) „Scient. American" 1869, I, S. 92.

[3]) „Engineer" 1871, I, S. 213.

[4]) Uebersetzt: „Grothe, pol. Zeitschr." 1875, S. 137 und 151.

[5]) „Scient. American" 1875, I, S. 120.

[6]) „Scient. American" 1876, II, S. 292. Cooper, „Use of Belting", S. 96.

[1]) „Proceedings of N. E. Cotton Manufacturers Association" No. 10, 19. April 1871: „Cooper, Use of Belting", S. 132.

Digitized by Google

Autoren, wie z. B. Dan. Hussey, Lowell Mass.[1]), geben an, dass ein einfacher Riemen 80 Pfund, ein doppelter aber um $^1/_3$ mehr pro Zoll Breite übertragen könne. Nach Allen würde $1^{mm}$ Breite $0{,}34^{kg}$ bis $1{,}08^{kg}$ (und im Maximum $1{,}62^{kg}$), nach Hussey aber $1{,}43^{kg}$ bis $1{,}91^{kg}$ zu übertragen haben; die ersteren Werthe sind wohl als normale anzunehmen.

„Da die Adhäsion und folglich die Fähigkeit des Riemens, Kraft zu übertragen, proportional sind dem Gewichte des Leders, so ist als Regel anzunehmen, dass dieselben im Verhältniss stehen zur Länge und Breite des Riemens. Ein Riemen von doppelter Länge oder Breite, wie ein anderer, überträgt unter sonst gleichen Umständen doppelt so viel Kraft. Es ist also aus diesem Grunde erwünscht, lange Riemen zu verwenden."

Ueber die Unrichtigkeit dieses „Grundgesetzes" ist wohl kein Wort weiter zu verlieren. Hussey (mit Anderen) nimmt an, dass die übertragbare Kraft proportional dem Quadrat des umspannten Bogens sei, dass also ein Riemen, der $^2/_3$ des Umfanges einer Scheibe bedecke, viermal so viel Kraft übertragen könne, als derjenige, der sie nur $^1/_3$ des Umfanges umspanne.

Vorstehende Sätze enthalten ganz gewiss richtige und neue Angaben, aber nur schade, dass die richtigen durchaus für uns nicht neu, und dass die neuen sicherlich nicht richtig sind. Die Luftdruckanschauung findet sich hier nicht vertreten, sondern es ist nur an die Wirkung der Riemenspannungen gedacht. Ueberhaupt findet sich diese Ansicht in den Journalen nicht ausgesprochen, und ausser dem eingangs erwähnten Falle ist nur noch in dem Cooper'schen Sammelwerk auf S. 53 ein Absatz über den Einfluss des Atmosphärendruckes zu entdecken. An letzterem Orte wird gesagt, dass die Adhäsion des Riemens auf seiner Scheibe häufig der Wirkung des Luftdruckes zugeschrieben werde, und es werden dann schliesslich Experimente erwähnt, die im luftgefüllten und luftverdünnten Raume angestellt wurden; hier habe es sich gezeigt, dass die Adhäsion im ersten Falle kleiner gewesen sei, als im zweiten.

Prof. Radinger hat die Ansicht von der Mitwirkung des Luftdruckes durch persönliche Information bei Corliss, Hoadley u. A. gewonnen, und ist die diesbezügliche Stelle seines Werkes, welche in den verschiedenen Abhandlungen über diesen Gegenstand bereits vielfach citirt wurde, die folgende: „Nun erkannte man aber in Amerika, dass die auftretende Spannung des treibenden Riemens nicht von der Gegenspannung allein herkomme, sondern dass auch der Atmosphärendruck den Riemen an seine Scheibe presst."

Jedenfalls zeigen die zumeist verwendeten Formeln, dass der Einfluss der Grösse der Berührungsfläche zwischen Riemen und Scheibe anerkannt wird, also allerdings scheinbar auch derjenige des Luftdruckes.

Vollkommen einig ist man in Amerika darüber, dass die Haarseite des Riemens auf der Scheibe liegen müsse. Es wird durchweg angegeben, dass dieselbe 30 bis 35 Procent mehr Kraft übertrage[2]), als die Fleischseite, und dass die letztere ihrer grösseren Festigkeit halber auch besonders als äussere Seite geeignet sei.

Ferner wird auch der Gebrauch von Riemenfetten sehr häufig empfohlen. Grothe[3]) giebt darüber Folgendes an:

„Die Amerikaner empfehlen wöchentliches Reinigen der Riemen von Staub, Oel u. s. w. durch Abwaschen mit warmem Wasser, Abbürsten und Einfetten mit einem Gemisch von 3 Theilen Thran und 1 Theil heissem Talg. Sie bezeichnen Pflanzenfette als schädlich für das Leder. Der Riemen muss wieder vollständig trocken sein, bevor derselbe wieder zu laufen beginnt. Dieses Fett ist also ein reines Conservationsfett." Im Ganzen werden jedoch über die richtigen Mittel verschiedene Ansichten laut, und oft wird das Fett wirklich auch als Mittel bezeichnet, um die Adhäsion zu vergrössern, indem hervorgehoben wird, dass eine möglichst innige Berührung zwischen Riemen und Scheibe nothwendig sei, und dass dieselbe durch eingefettete Riemen erreicht werde.

Auch die Verwendung handagirter Scheiben wird häufig empfohlen.

Die Erfahrungen der Amerikaner betreffs der Dauerhaftigkeit der Riemen gehen dahin, dass einfache Riemen etwa 15, doppelte 20 Jahre aushalten[4]). So sagt S. Spencer, Sup. of Conestoga Mills Nos. 2 und 3 in Lancaster Pa.[5]), (vgl. Tabelle II), dass er Riemen 22 Jahre lang unter nicht wenig ungünstigen Umständen in Gebrauch gehabt hätte, und dass er glaube, dieselben würden auch noch 10 Jahre länger halten.

Was die Riemendicken anbelangt, so sind die grösseren Riemen wohl meistens doppelt, und wie aus Tabelle I hervorgeht, wendet Porter einfache Riemen bis $250^{mm}$, doppelte von 140 bis $1100^{mm}$ und dreifache von $700^{mm}$ aufwärts an.

Die zur Berechnung der Riemen in Amerika gegebenen Formeln theilen sich in zwei Gruppen. Ist $b$ die Riemenbreite, $v$ die Geschwindigkeit, $N$ die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, $P$ die Umfangskraft, $l$ die Auflagelänge auf der kleinen Scheibe, so wird gegeben entweder

$$\frac{bv}{N} = \text{Const.},$$

oder

$$\frac{bvl}{N} = \text{Const.}$$

Im ersteren Falle wird die pro Zeiteinheit und pro Pferdestärke laufende Riemenfläche, oder, da diese Formel identisch ist mit $\frac{P}{b} = \text{Const.}$, die pro Breiteneinheit übertragene Umfangskraft gegeben; durch die zweite Form ist die für die Einheit der Umfangskraft nöthige Auflagefläche $\frac{bl}{P} = \text{Const.}$ bestimmt.

Bei den Formeln der ersten Art variirt die angegebene Constante sehr bedeutend; so beträgt dieselbe in den Regeln, wie sie von Cooper[3]) zusammengestellt sind, wenn $b$ und $v$ in Fussen pro Minute genommen werden, 41,7 bis 125 als Werth für die pro Minute und pro Pferdestärke laufende Riemenfläche in Quadratfuss. In der Form $\frac{P}{b} = \text{Const.}$ wird letztere von Hussey (s. o.) zu 80 Pfund pro Breitenzoll, von Webber[4]) aber gar für Riemen von $^3/_8$" Dicke zu 110 bis 120 Pfund gegeben. Demnach würde $1^{mm}$ Riemenbreite $0{,}4^{kg}$ bis $2{,}1^{kg}$ Umfangskraft zu übertragen haben.

Sämmtliche Werthe der Constanten sind empirische, nur eine einzige von Briggs gegebene Formel ist auf der uns geläufigen Theorie und auf Reibungsversuchen[5]) basirt, die

[1]) „Proceedings of N. E. Cotton Manufacturers Association" No. 10. 19. April 1871; „Cooper, Use of Belting", S. 149.

[2]) „Pract. Masch.-Constructeur" 1863, Briefe aus Amerika. S. 237.

[3]) a. a. O., S. 339.

[1]) Grothe, S. 346.

[2]) Cooper, S. 154.

[3]) „Journal of the Franklin Institute" Bd. 56. 57, 59.

[4]) Cooper, S. 19.

[5]) „Journal of the Franklin Institute" 1868, 1; Cooper, S. 214.



Digitized by Google

von H. R. Towne angestellt wurden. Diese Versuche wurden mit einem neuen, einem theilweise gebrauchten und einem alten Riemen von je 3" Breite, sowie mit einem 6" breiten neuen Riemen auf Scheiben von 12", $23^3/_8$" und 41" Durchmesser unternommen; die Scheiben waren halb umspannt, an einem Hygrometer wurde beobachtet, ob die Luft trocken, feucht oder nass war, und im Ganzen wurden ca. 170 Ablesungen gemacht. Ein Einfluss der Grösse der Berührungsfläche liess sich nicht constatiren; bei nassem Wetter vergrösserte sich der Reibungscoëfficient sehr bedeutend, und er berechnete sich

im Minimum zu $f = 0{,}423$ und
im Maximum zu $f = 0{,}588$.

Auf Grund dieser Versuche leitet Briggs für einen Reibungscoëfficienten $f = 0{,}42$ und für eine wirkliche Beanspruchung von $66^2/_3$ Pfund pro Breitenzoll für einfache Riemen seine Formel ab, ganz auf dieselbe Weise, wie wir es gewohnt sind. Die Werthe für die Spannungen, Pferdestärken u. s. w. sind für verschiedene Umfassungswinkel in einer Tabelle zusammengestellt, die sich auch in dem neueren, von Thurston herausgegebenen Werke [1]) vorfindet. Nach derselben wird bei 180° Umspannung $\frac{P}{b} = 0{,}88^{bz}$.

Prof. Franck [2]), Pennsylvania, entwickelt eine Formel nach der bei uns üblichen Methode für $f = 0{,}25$ und einer Beanspruchung von 275 Pfund pro Quadratzoll Riemenquerschnitt.

Die zweite Gruppe von Formeln ist von der ersten principiell verschieden, indem hier als wesentlich die Auflagefläche des Riemens auf der kleineren Scheibe in Betracht kommt.

Ist $b$ in Zollen, $l$ in Fussen und $v$ in Fussen pro Minute gegeben, so werden für die Constante $= \frac{bvl}{N}$ die folgenden verschiedenen Werthe angegeben:

8480 [3]) (berechnet aus $b = \frac{5400\,N}{VD_1}$, wenn $\pi D_1 = 2l$ genommen wird),
7000 von Thurston [4]),
6000 „ Bacon [5]), Clement [6]), Stephen Roper [7]), James Smith [8]),
5500 „ Evan Leigh [9]) für Doppelriemen,
5500 „ Webber [10]) für einfache Riemen,
5500 „ Allen [11]),
5334 „ van Riper [12]),
4333 „ denselben [13]),
3630 „ Webber für Doppelriemen [14]).

Rechnen wir $b$ und $l$ in Millimetern, die Umfangskraft $P$ in Kilogrammen, so wird die Constante $C = \frac{bl}{P}$ variiren von 1880 bis 4390 oder, für halbe Umspannung gesetzt $\pi D_1 = 2l$, wird $b = C\frac{P}{D_1}$, wobei $C$ von 1195 bis 2790 wechselt. (Nach Roper würde $C$ ungefähr 2000.)

Wie diese Formeln entwickelt werden, mag ein Fall zeigen. Page Brothers, Concord N. H., calculiren folgendermaassen [1]): Die wirksame Adhäsion eines Riemens auf seiner Scheibe steht im Verhältniss sowohl zu der Anzahl der Quadratzolle, in welchen der Riemen die Scheibe berührt, als auch zu dem Bogen, welchen er umfasst.

Berührt der Riemen die Scheibe auf der Hälfte ihres Umfanges, so beträgt die Adhäsion $^1/_2$ Pfund pro Quadratzoll bei polirter Scheibe, und $^2/_3$ Pfund, wenn die Scheibe mit Leder bedeckt ist. Bei $^1/_4$ Umspannung beträgt sie $^1/_4$ Pfund, resp. $^1/_3$ Pfund pro Quadratzoll. Daraus wird nun entwickelt

bei halber Umspannung $bl = \frac{P}{\frac{1}{2}}$, resp. $bl = \frac{P}{\frac{2}{3}}$;
„ viertel „ $bl = \frac{P}{\frac{1}{4}}$, „ $bl = \frac{P}{\frac{1}{3}}$,

wenn $b$ und $l$ in Zollen und $P$ in Pfunden genommen wird, oder da

$$P = \frac{33000\,N}{v}$$ ($v$ in Fussen pro Minute),

so wird

bei halber Umspannung $b = \frac{33000\,N}{v \cdot \frac{1}{2} \cdot l}$, resp. $b = \frac{33000\,N}{v \cdot \frac{2}{3} \cdot l}$;
„ viertel „ $b = \frac{33000\,N}{v \cdot \frac{1}{4} \cdot l}$, „ $b = \frac{33000\,N}{v \cdot \frac{1}{3} \cdot l}$.

Die Constante im ersten Falle (halbe Umspannung, abgedrehte Scheibe) wird, wenn $l$ in Fussen gerechnet wird $= \frac{33000}{6} = 5500$, wie auch Leigh, Allen u. s. w. sie angeben; hier gilt sie allerdings, wie ausdrücklich gesagt ist, nur für halbe Umspannung.

Um die Wahl des Riemens, der Scheiben u. s. w. auch jedem Laien leicht zu machen, existiren in Amerika Tafeln, die nach solchen Formeln berechnet sind. So fügt Grothe seiner Abhandlung eine Tabelle bei, die dem Turbinen-Kataloge von G. A. Houston entnommen ist, und in welcher die übertragene Kraft mit übertriebener Gewissenhaftigkeit bis zu 10 Pferdestärken auf 3 Decimalen ausgerechnet ist, so dass z. B. ein Riemen von 16" Breite, der mit 700' pro Minute läuft, genau 9,999 Pferdest. überträgt.

Trotz der ausgebreiteten Verwendung des Riementriebes in Amerika und trotz der grossen Erfahrungen, welche die Amerikaner unzweifelhaft über denselben haben, ist es nicht möglich, eine Einigkeit in ihren Anschauungen über eine richtige Berechnung desselben zu entdecken, und obgleich wir ihre grossartigen und vollkommenen Ausführungen bewundern, so müssen wir doch bedauern, die sehr häufig aus unklaren und verworrenen Ansichten hervorgegangenen Resultate als vorläufig für uns unbenutzbar bezeichnen zu müssen. Es soll damit nicht gesagt sein, dass die angegebenen empirischen Formeln niemals richtige Werthe geben können; zwischen gewissen Grenzen kann dies recht gut der Fall sein, da wir aber diese Grenzen nicht kennen, müssen wir auf Anwendung dieser Formeln überhaupt verzichten.

Es ist schade, dass Radinger's Tabelle über ausgeführte Riementriebe die Durchmesser der getriebenen Scheiben nicht enthält, es würde sich dann zeigen, dass auch aus diesen Aus-

[1]) „Thurston, Friction and Lubrication", New-York 1879, S. 37.
[2]) „Journal of the Franklin Institute" 1875, I, S. 321; Cooper, S. 40.
[3]) Cooper, S. 32.
[4]) Ebend., S. 48.
[5]) Ebend., S. 108.
[6]) Ebend., S. 95.
[7]) Radinger.
[8]) Grothe, S. 323.
[9]) Cooper, S. 26.
[10]) Ebend., S. 19.
[11]) Grothe, S. 323.
[12]) Cooper, S. 57 und S. 83.
[13]) Ebend., S. 93.
[14]) Ebend., S. 19.

[1]) Cooper, S. 109.

Digitized by Google

## Tabelle I.

## Riementriebe der Porter-Allen-Maschine.

Ausgeführt von Charles T. Porter, Newark New-Jersey.

| Cylinder | | Touren-zahl pro Minute | Pferdest. indic. ohne Condens. | Pferdest. indic. mit Condens. | Durchm. des Riemen-Schwung-rades | Ge-schwin-digkeit in Meter pro Sec. | Riemendimensionen | | | | Umfangskraft $P$ Maschine | | Umfangskraft pro Millimeter Breite $\frac{P}{b}$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | Breite $b$ | Dicke | Breite $b$ | Dicke | | | | |
| Durch-messer | Hub | | | | | | Maschine ohne Condensation | | Maschine mit Condensation | | ohne Condensation | mit Condensation | ohne Cond. | mit Cond. |
| 152 | 305 | 350 | 24 | 31,2 | 914 | 16,8 | 152 | einfach | 203 | einfach | 109 | 141 | 0,7 | 0,7 |
| 178 | 305 | 350 | 32,7 | 42,5 | 1067 | 19,6 | 190 | „ | 254 | „ | 127 | 165 | 0,7 | 0,7 |
| 203 | 406 | 280 | 45,4 | 59 | 1219 | 17,9 | 140 | doppelt | 178 | doppelt | 193 | 250 | 1,4 | 1,4 |
| 229 | 406 | 280 | 57,5 | 74,8 | 1372 | 20,1 | 152 | „ | 203 | „ | 217 | 283 | 1,4 | 1,4 |
| 254 | 508 | 230 | 72,8 | 94,6 | 1524 | 18,4 | 216 | „ | 279 | „ | 300 | 391 | 1,4 | 1,4 |
| 292 | 508 | 230 | 96,4 | 125,3 | 1676 | 20,9 | 254 | „ | 343 | „ | 363 | 471 | 1,4 | 1,4 |
| 330 | 610 | 200 | 128,6 | 167 | 1981 | 20,8 | 343 | „ | 457 | „ | 470 | 622 | 1,4 | 1,4 |
| 368 | 610 | 200 | 160 | 208 | 2134 | 22,4 | 381 | „ | 508 | „ | 543 | 706 | 1,4 | 1,4 |
| 406 | 762 | 165 | 200 | 260 | 2438 | 21,1 | 508 | „ | 686 | „ | 720 | 936 | 1,4 | 1,4 |
| 457 | 762 | 165 | 254 | 330 | 2743 | 23,7 | 571 | „ | 762 | „ | 814 | 1058 | 1,4 | 1,4 |
| 508 | 914 | 140 | 320 | 416 | 3048 | 22,4 | 762 | „ | 1016 | „ | 1086 | 1411 | 1,4 | 1,4 |
| 559 | 914 | 140 | 387 | 503 | 3353 | 24,6 | 838 | „ | 1118 | „ | 1195 | 1554 | 1,4 | 1,4 |
| 610 | 1067 | 125 | 480 | 624 | 3658 | 23,9 | 711 | dreifach | 965 | dreifach | 1526 | 1985 | 2,1 | 2,1 |
| 660 | 1067 | 125 | 563 | 730 | 3962 | 25,9 | 787 | „ | 1041 | „ | 1652 | 2142 | 2,1 | 2,1 |
| 711 | 1219 | 112,3 | 672 | 873 | 4267 | 25,2 | 965 | „ | 1296 | „ | 2027 | 2633 | 2,1 | 2,0 |
| 762 | 1219 | 112,3 | 770 | 1000 | 4572 | 26,9 | 1067 | „ | 1397 | „ | 2175 | 2825 | 2,0 | 2,0 |

führungen absolut keine allgemein gültige Regel abgeleitet werden kann.

Dass in Amerika nicht allein Regeln in der Form $b = C\frac{P}{R}$ in Gebrauch sind, gesteht Radinger selbst zu; es geht dieses auch aus Tabelle I hervor, welche die bezüglichen Daten für die Porter-Allen-Maschinen von 24 bis 1000 Pferdestärken, ausgeführt von T. Porter, Newark New-Jersey, enthält. Für einfache Riemen wird hier $\frac{P}{b} = 0{,}7^{kg}$, für doppelte $1{,}4^{kg}$ und für dreifache $2{,}1^{kg}$ gerechnet. Die Tabelle ist dem „Engineering“ [1]) entnommen, in unser Mass umgerechnet und durch die letzten vier Columnen vervollständigt.

Tabelle II zeigt eine Reihe von amerikanischen Ausführungen, meistens dem Cooper'schen und theilweise dem Radinger'schen Werke entnommen. Auffallend ist die hohe Beanspruchung des Riemens bei No. 6, bei welchem wohl über die zulässigen Grenzen hinausgegangen ist.

No. 7 der Tabelle und Taf. XXII, Fig. 4, zeigt eine recht unvortheilhafte Anordnung, da die Zapfenreibung mindestens doppelt so gross wird, als wenn für jede getriebene Scheibe ein besonderer Riemen vorhanden wäre.

### Der Riemenbetrieb in Europa.

Seit Anfang dieses Jahrhunderts ist auch in Europa der Riemen zur Uebertragung von kleineren und grösseren Kräften verwendet worden, und begegnen wir in Frankreich schon in den 20er Jahren solchen Ausführungen. Besonders wurde von den Franzosen das System, den Riementrieb in den Mahlmühlen zu verwenden, ausgebildet und benutzt. Bereits 1825 wurde in dem Werke von Neuflize bei Sedan ein grösserer Riemen aus mehreren Dicken verwendet, der die Kraft eines Wasserrades übertrug; 1828 wendete Niceville in den Stadtmühlen von Metz den Riementrieb an; 1830 findet sich ein Riemen in dem Werke von Sorel, sur le Lez bei Montpellier, bei einem hydraulischen Motor vor; derselbe war $330^{mm}$ breit, $9^{mm}$ dick und 10 Jahre in Gebrauch; 1835 richtete Darblay 20 Gänge seiner berühmten Corbeil-Mühle mit Riemenbetrieb ein, und seitdem ist dieses System in allgemeine Aufnahme gekommen [2]).

Mit der Anwendung des Riemenbetriebes für Walzwerke scheint man auch zuerst in Frankreich vorgegangen zu sein. So wurde 1852 bei der Walzwerksanlage der Gebr. Colas zu Rachecourt, Haute Marne, die Kraft einer Dampfmaschine und zweier Turbinen mittelst einfacher, an den Rändern belegter Riemen von 370 bis $500^{mm}$ Breite übertragen. Mittheilungen [3]) über diese Anlagen wurden nach 12jährigem Betriebe gemacht und bemerkt, dass der Riementrieb mit ausgezeichnetem Erfolge functionire.

Neben dem französischen Maschinenbauer Laborde, der seine Erfahrungen über den Riementrieb veröffentlichte [4]), müssen noch genannt werden Poncelet und besonders Morin, der durch seine Versuche im Jahre 1834 die Grundlagen zu unserer Riemenberechnung geschaffen hat.

In England hat man sich trotz der nahen Beziehungen zu Amerika lange gesträubt, die Vorzüge des Riementriebes gegenüber der Zahnräder-Transmission anzuerkennen. Trotzdem, wie schon bemerkt, 1840 und 1841 Montgomery und

[1]) „Engineering“ 1879, I, S. 115.

[2]) „Benoît, Guide du Meunier“, S. 498 u. 846; „Rühlmann, Allg. Maschinenlehre“, II. Aufl., 2. Bd., S. 49.

[3]) „Armengaud, Publ. ind.“, vol. 15, pl. 6 u. 7, S. 73; „Civiling.“ 1864, S. 214, Taf. 13.

[4]) „Bulletin de la Société indust. de Mulhouse“, tome 6.

Digitized by Google

## Tabelle II.

## Amerikanische Riementriebe.

| No. | Name | Zeit der Ausführung | Pferdest. N | Durchm. der treibenden Scheibe $D$ | Durchm. der getriebenen Scheibe $D_1$ | Tourenzahl der treibenden Scheibe $n$ | Tourenzahl der getriebenen Scheibe $n_1$ | Geschwindigkeit in Metern pro Sec. $v$ | Riemenbreite $b$ | Riemendicke $\delta$ | Umfangskraft $P$ | Umfangskraft pro Millimeter Breite $\frac{P}{b}$ | Angabe der Quelle | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1. | David Hill, Baltimore. | — | 500 | 8534 | — | 52 | — | 23,2 | 3 R. à 16" 1220 | einfach | 1614 | 1,32 | Cooper S. 96 | Babcock & Wilcox-Masch. |
| 2. | S. S. Spencer, Superint. of Conestoga Mills Nos. 2. u. 3, Lancaster, Pa. Taf. XXII, Fig. 1. | 1852 | 425 | 2896 | 1524<br>1524<br>1524 | 120 | 228<br>228<br>228 | 18,2 | 2 R. à 597<br>1 R. à 736<br>1930 | doppelt | 1752 | 0,91 | S. 154 | Horiz. Corliss-Masch. mit Cond. $D = 30"$; $H = 6'$; $n = 52,5$. |
| 3. | do. Taf. XXII, Fig. 2. | " | 250 | 6706 | 2134<br>2134 | 50,5 | 159<br>159 | 17,7 | 2 R. à 368<br>736 | doppelt | 1058 | 1,43 | S. 155 | Horiz. Corliss-Masch. ohne Cond. $D = 28"$; $H = 5'$. |
| 4. | do. | 1866 | 90 | 4265 | 1524 | 65 | 182 | 14,5 | 305 | doppelt | 465 | 1,52 | do. | Horiz. Corliss-Masch. $D = 16"$; $H = 4'$. |
| 5. | A. Campbell & Co.'s factory Manayunk, Philadelphia. Taf. XXII, Fig. 3. | — | 460 | 7315 | 1829<br>2438<br>2438 | 52 | 208<br>156<br>156 | 19,9 | 1 R. à 422<br>1 R. à 546<br>1 R. à 673<br>1651 | doppelt | 1733 | 1,05 | S. 156 | Horiz. Corliss-Masch. $D = 30"$; $H = 5'$. |
| 6. | Great Bend, Indiana. | — | 190 bis 222 | 3658 | 1067 | 65 | 223 | 12,4 | 559 | einfach | 1145 bis 1340 | 2,04 bis 2,4 | do. | Corliss-Maschine. $D = 18"$; $H = 48"$; $n = 65$. |
| 7. | H. W. Curtis, Philadelphia; Hale, Kilburn & Co. Taf. XXII, Fig. 4. | 1873 | 125 | 5486 | 914<br>1219<br>1829 | 60 | 360<br>278<br>180 | 17,2 | 508 | 9,0 9,0 | 544 | 1,07 | S. 158 | Corliss-Masch. $D = 20"$; $H = 48"$. |
| 8. | New Jersey Zinc Co. works, Newark. N. J. | 1868 | 250 | 7315 | 2134 | 35 | 120 | 13,4 | 1220 | 4 fach | 1398 | 1,15 | S. 94 | $D = 28"$; $H = 5'$. Der Riemen war zur Zeit 3 Jahre zur Zufriedenheit in Betrieb. |
| 9. | Lane & Bodley. | — | 25 | 2500 | — | 120 | — | 15,7 | 315 | — | 119 | 0,38 | Radinger | |
| 10. | Conant Thread Co., Pawtucket. R. J. | — | 1000 | 9140 | — | 48 | — | 23,0 | 2 R. à 1070<br>1 R. à 413<br>2 R. à 650<br>4273 | — | 3267 | 0,76 | do. | 2 gekuppelte Masch. $D = 863$; $H = 1820$. |
| 11. | Bay State Mill. Amer. Screw Co., Providence. | — | 500 | 2740 | — | 112 | — | 16,0 | 8 R. à 508<br>4064 | — | 2335 | 0,57 | do. | Schwungrad gezahnt, treibt das auf der Achse der 8 Riemenscheiben sitzende Getriebe. |
| 12. | James Lessel. | — | 426 | 4870 | — | 100 | — | 25,5 | 900 | — | 1250 | 1,39 | do. | |





Digitized by Google

Willis auf die Ausdehnung des Riementriebes in Amerika hinweisen, bedrfte es noch langer Zeit, ehe an allgemeinere Einführung desselben gedacht wurde, so dass noch 1874 Evan Leigh es seinen Landsleuten zum Vorwurfe machte, wie sie es nicht verstünden, die Leistungsfähigkeit grösserer, rasch laufender Riemen zu beurtheilen und deshalb lieber bei ihrem geräuschvollen Räderbetriebe, der nach ihrer Meinung mit grösserer Sicherheit arbeite, verbleiben. Von da ab zeigte sich ein grosser Umschwung zu Gunsten des Riementriebes, besonders in den Textilfabriken, und bei neuen Anlagen kommt jetzt der Räderbetrieb wohl nicht mehr in Frage. Eine Anlage dieser Art zeigt z. B. die Baumwollspinnerei der Abbey Mills Company in Oldham [1]), wo von dem mit 55 Touren laufenden Schwungrade von $6705^{mm}$ Durchmesser 5 Riemen in einer Gesammtbreite von $2286^{mm}$ zu den Transmissionswellen der einzelnen Stockwerke auf Scheiben von $1676^{mm}$ Durchmesser mit 220 Touren laufen. Grösseste Riemendimensionen kommen vor bei Beginn der 70er Jahre. 1871 wurde von Hepburn & sons, London, ein Doppelriemen von $600^{mm}$ Breite, $36{,}5^{m}$ Länge geliefert [2]) und als Englands grösster Riemen bezeichnet. 1874 lieferte W. T. Edwards [3]) in Manchester für Witham Brothers, cotton spinners of Barnley, einen Doppelriemen zur Uebertragung von 300 Pferdest. von $915^{mm}$ Breite und $25^{m}$ Länge. 1875 wurden in einer Baumwollspinnerei in Bolton [4]) drei Doppelriemen verwendet, von denen einer von $965^{mm}$ Breite 350 Pferdest. zu übertragen hatte und zwei andere von je 737 mm Breite zusammen 600 Pferdestärken bei einer Geschwindigkeit von $23^{m}$ per Secunde übertrugen. Endlich waren die auf der letzten Pariser Ausstellung befindlichen Doppelriemen von Edwards in Manchester ebenfalls für engl. grosse Baumwollspinnereien bestimmt; es waren dies Riemen von $1{,}6^{m}$ Breite, $63^{m}$ Länge, 1340 kg Gewicht für 600 Pferdest.; ferner zwei Riemen, die auf einem Schwungrade von über $9^{m}$ Durchm. und über $3^{m}$ Breite neben einander zu liegen kommen, für 1000 Pferdest., von $1346^{mm}$, resp. $1600^{mm}$ Breite und $56^{m}$, resp. $50^{m}$ Länge.

Was die in England üblichen Dicken anbelangt, so ist einer Broschüre der Treibriemen-Fabrik von Sampson & Co., Strond Gloucestershire (bekannt durch die eigenthümliche Herstellungsmethode der Riemen aus einzelnen spiralförmigen Streifen, in welche jede Haut zerschnitten wird), zu entnehmen, dass von 118 Riemen von 250 bis $750^{mm}$ Breite, geliefert in den Jahren 1866 bis 1873, nur 4 pCt. einfach, dagegen 94 pCt. doppelt und 2 pCt. sogar dreifach sind.

In Deutschland, Oesterreich u. s. w. hat sich der Riementrieb, namentlich zur Uebertragung grösserer Kräfte, noch lange nicht so viel Freunde erwerben können, als er es thatsächlich verdiente, immerhin macht auch hier die Verwendung grosser und breiter Riemen allmälige Fortschritte. Bis zum Jahre 1860 sind Breiten von 300 bis $350^{mm}$ nur äusserst selten, grössere Breiten wohl gar nicht angewendet worden; von da ab kamen breitere Riemen in Gebrauch, so dass jetzt $400^{mm}$ und $500^{mm}$ breite Riemen nicht mehr zu den Seltenheiten gehören. So liefert z. B. die rühmlichst bekannte Treibriemen-Fabrik von Carl Beringer in Stuttgart alljährlich 25 bis 30 Stück Riemen von 300 bis $500^{mm}$ Breite; grössere Breitendimensionen gehören bei uns zu den Ausnahmen, so z. B. ein nicht mehr in Betrieb befindlicher Riemen von $570^{mm}$ Breite (Tabelle III, No. 29), oder die in der Klauser'schen Spinnerei in M.-Gladbach verwendeten, von L. Starck & Co. in Mainz gelieferten 2 Ellipsoidalriemen von je $610^{mm}$ Breite, bestimmt je 300 Pferdest. zu übertragen. Ein grösserer Riementrieb, $440^{mm}$ Riemenbreite, wurde von Ing. H. Fischer 1871 [1]) in der Mühle der Herren A. und W. Niemöller zu Sundern bei Gütersloh für 54 Pferdest. eingerichtet; er diente als Ersatz für Räderwerk, welches wegen der hervorgebrachten Vibrationen entfernt werden musste.

Eine Verwendung des Riementriebes in den Walzwerken scheint Anfangs der 60er Jahre begonnen zu haben; so wurde z. B. in Oberschlesien die zweite Einrichtung dieser Art [2]) zum Betriebe eines Feineisenwalzwerkes 1863 auf der Hermannshütte getroffen. Gegenwärtig werden vielfach grosse Kräfte mittelst Riemen bei Draht- und Bandeisenwalzwerken erfolgreich übertragen, und finden sich in Tabelle III einige Beispiele hiervon, ebenso zeigt Taf. XXII, Fig. 5, eine derartige Einrichtung, wie sich dieselbe bei der Eisenwerksgesellschaft Maximilianshütte vorfindet.

Textilfabriken scheinen in Deutschland noch nicht in der Weise eingerichtet zu sein, dass von der Maschinenwelle aus mittelst Riemen direct die Transmissionswellen der einzelnen Stockwerke getrieben werden.

In Süddeutschland ist es besonders die Maschinenfabrik von G. Kuhn in Berg bei Stuttgart, welche grössere Riementriebe mit Erfolg eingeführt hat, und zeigt Tabelle III eine Reihe solcher Ausführungen, wobei meist Riemen von C. Beringer in Stuttgart in Verwendung gekommen sind. Bei den grösseren Breiten finden sich sowohl einfache als doppelte Riemen, und es werden von 300 bis $400^{mm}$ wohl noch ebenso viele einfache als doppelte Riemen benutzt; dagegen überwiegen von 400 bis $500^{mm}$ weitaus die Doppelriemen. Um dem Verziehen des Leders vorzubeugen, werden die einfachen Riemen an den Rändern belegt; die einfache Lederstärke beträgt hierbei im Maximum $8^{mm}$, im Durchschnitt 5 bis $6^{mm}$.

Ganz hervorragende Ausführungen von Riementrieben zur Uebertragung bedeutender Kräfte finden sich in Belgien. So werden bei den dortigen Spinnereien bis zu 1000 und 1500 Pferdest. durch Riemen übertragen; genauere Daten sind der Tabelle IV und den entsprechenden Skizzen, Taf. XXII, Fig. 6 bis 12 zu entnehmen. Die hier aufgeführten Riementriebe sind von 1874 ab eingerichtet worden, theilweise sind dieselben Tag und Nacht im Betriebe und haben sich mit Ausnahme des unter No. 3 aufgeführten sehr gut bewährt. Breiten von 500 bis $800^{mm}$ zählen dort durchaus nicht zu den Seltenheiten; die Tabelle enthält solche über $1{,}5^{m}$, und in neueren Projecten von Carels frères in Gent kommen Riemen bis $1{,}8^{m}$ Breite vor.

---

[1]) „Pract. Masch.-Constructeur" 1880, Heft 3.

[2]) „Deutsche Ind.-Zeit.", 1871, S. 158.

[3]) „Engineering" 1874, 27. März.

[4]) „Scient. Amer." 1875, II, S. 375.

[1]) „Mittheil. d. Gewerbe-Ver. f. Hannover" 1871, S. 326.

[2]) „Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing." 1864, S. 250.

Digitized by Google

# Tabelle III.

## Riementriebe.

Riemen zu No. 1—21 geliefert von Carl Beringer in Stuttgart; zu No. 28, 30 und 31 von Starck & Co. in Mainz; zu No. 29 von Gebr. Honoré in Leipzig.

| No. | Etablissement und Besitzer | Zeit der Ausführung | Pferdestärken $N$ | Durchm. der treibend. Scheibe $D$ | Durchm. der getriebenen Scheibe $D_1$ | Achsen-Entfernung $e$ | Tourenzahl der treibend. Scheibe $n$ | Tourenzahl der getriebenen Scheibe $n_1$ | Geschwindigkeit in Meter $v$ | Riemenbreite $b$ | Riemendicke $\delta$ | Umfangskraft $P$ | Umfangskraft pro Millimeter Breite $\frac{P}{b}$ | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1. | R. Sperling in Budenheim, Sägewerk bei Mainz. | 1874 | 65 | 4900 | 2000 | 7000 | 60 | 147 | 15,4 | 480 | doppelt 14 | 317 | 0,66 | 1873 in Wien ausgestellt. War 3½ Jahre ununterbrochen in Betrieb, der Riemen zeigte darnach keine Abnutzung; er wurde alle halbe Jahre nach vorhergegangenem Abbürsten mit reinem Pferdefett geschmiert. |
| 2. | Henggeler, Hämmerli & Co. in Landquart b. Chur. | „ | 50—80 | 2000 | 1500 | — | 112,5 | 150 | 11,8 | 400 | einfach 8 | 318—509 | 0,8—1,27 | Riemen für Defibreurs. Dieselben werden hie und da mit lauwarmem Wasser abgewaschen und mit Riemenfett eingeschmiert. |
| 3. | do. | 1877 | 50—80 | 2000 | 1500 | — | 112,5 | 150 | 11,8 | 380 | doppelt 11 | 318—509 | 0,84—1,34 | |
| 4. | Papierfabrik zum Bruderhaus in Dettingen. | 1874 | 60 | 4500 | 3750 | 7300 | 50 | 60 | 11,8 | 500 | doppelt 12 | 382 | 0,76 | Dampfmaschinen von Kuhn in Berg bei Stuttgart. |
| 5. | Gebr. Junghans in Schramberg, Uhrenfabr., Schwarzw. | 1875 | 40 | 2850 | 1540 | 8000 | 65 | 120 | 9,6 | 400 | einfach 8 | 309 | 0,77 | |
| 6. | Löwi, Brüll & Co., Sägewerk in Regensburg. | „ | 50 | 4500 | 1868 | 6000 | 60 | 145 | 14,1 | 500 | doppelt 12 | 265 | 0,53 | |
| 7. | Maximiliansbütte, Haidhof, Oberpfalz. Taf. XXII. Fig. 5. | 1876 | 250 | 5180 | 2135 | — | ∞ 100 | ∞ 250 | ∞ 28 | 460 | doppelt u. belegt 12 17 | 653 | 1,4 | Ist gegenwärtig 4 Jahre ohne wesentliche Reparaturen in Betrieb. |
| 8. | do. Taf. XXII. Fig. 5. | „ | 150 | 2550 | 1600 | — | ∞ 250 | ∞ 400 | ∞ 33 | 360 | doppelt u. belegt 12 17 | 340 | 0,9 | |
| 9. | do. | 1880 | — | 5000 | 2150 | 6000 | 90 | 210 | — | 460 | doppelt u. belegt 12 18 | — | — | Collmann-Maschine von Maffei. $D = 600$; $H = 900$. Vorstreckwalze direct betrieben; Fertigwalzstrecke mit 4 Gerüsten durch Riemen. |
| 10. | Lausitzer Masch.-Fabr. in Bautzen. | 1876 | 12 | 1360 | 1000 | — | 44 | 60 | 3,1 | 400 | einfach u. belegt 7 14 | 286 | 0,72 | Betrieb mittelst Wasserrad. |
| 11. | C. L. Reichel, Plauenthal, Holzstoffabrik. | „ | 100 | 2000 | 1510 | 3855 | — | — | — | 420 | einfach u. belegt 8 15 | — | — | Riemen treibt einen Holzschleifapparat; zuweilen wird der Riemen eingefettet. |
| 12. | F. A. Richter & Co., Rudolstadt. | 1877 | 40 | 2850 | 1875 | 6100 | 66 | 100 | 9,8 | 420 | doppelt 12 | 305 | 0,73 | Kuhn'sche Dampfmaschine. |
| 13. | Hartmann & Seemann, Wannweil b. Reutlingen, Spinnerei. | „ | 60 | 3600 | 2000 | 6500 | 66 | 119 | 12,4 | 500 | doppelt 12 | 362 | 0,72 | |
| 14. | Gebr. Sedlmayr, Spatenbräu, München. | 1878 | 40 | 3000 | 1800 | 5000 | 60 | 100 | 9,4 | 380 | doppelt 12 | 318 | 0,83 | |
| 15. | do. | „ | 30 | 1600 | 1600 | 5400 | 100 | 100 | 8,4 | 330 | doppelt 11 | 269 | 0,82 | |





Digitized by Google

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 16. | Hüttenwerk Friedrichssegen, Rheinpreussen. | 1878 | 75 | 4455 | 2970 | 7700 | 60 | 90 | 14,0 | 400 | einfach 8 | 402 | 1,0 | Dampfmaschine von Gebr. Decker in Cannstatt. Seit 1878 täglich 12—13 Stunden in Betrieb; nicht geschmiert, nicht die geringste Reparatur. |
| 17. | Fabrica Lombarda di Prodetti Chimici, Mailand. | 1879 | 45 | 2500 | 2200 | 4800 | 66 | 75 | 8,6 | 500 | doppelt 12 | 391 | 0,78 | Kuhn'sche Dampfmaschine. |
| 18. | Löwenbrauerei, München. | „ | 50 | 3200 | 3200 | — | 60 | 60 | 10,1 | 400 | einfach 7 | 373 | 0,93 | Dampfmasch. v. Maffei, München. |
| 19. | Hannoversche Papierfabrik, Alfeld-Gronau. | „ | 100 | 2420 | 1435 | 3570 | 78 | 132 | 9,8 | 480 | einfach u. belegt 7 14 | 759 | 1,58 | Zum Betriebe eines grossen Holzschleifapparates mit 5 Klötzen; von Zeit zu Zeit wird der Riemen eingefettet. |
| 20. | Ganzenmüller & Baumgärtner, Ziegelei Ludwigsburg. | „ | 35 | 2520 | 1260 | 6500 | 75 | 150 | 9,9 | 350 | doppelt 11 | 265 | 0,70 | Kuhn'sche Maschine. |
| 21. | W. Bauer, Buenos-Ayres. | 1880 | 60 | 3500 | 1750 | 7000 | 75 | 150 | 13,7 | 500 | doppelt 11 | 327 | 0,65 | do. |
| 22. | Maschinenfabrik Esslingen. | — | 50 | 2865 | 1432 | 4650 | 100 | 200 | 15,0 | 375 | — | 250 | 0,67 | do. |
| 23. | Ulrich Gminder, Reutlingen. | — | 60 | 4050 | 1800 | 7000 | 60 | 135 | 12,7 | 500 | — | 354 | 0,71 | do. |
| 24. | F. Supf in Roth a. Sand. | — | 40 | 2520 | 1500 | 6700 | 85 | 143 | 11,2 | 400 | — | 267 | 0,67 | do. |
| 25. | C. F. Donner, Frankfurt a. M. | — | 60 | 2500 | 1580 | 7000 | 163 | 258 | 21,3 | 400 | — | 319 | 0,55 | do. |
| 26. | Gebr. Wüst, Kempten. | — | 50 | 4500 | 3000 | 8000 | 60 | 90 | 14,1 | 500 | — | 376 | 0,75 | do. |
| 27. | Dick & Kirschler, Offenbach. | — | 50 | 4500 | 1100 | 6500 | 50 | 205 | 11,8 | 500 | — | 318 | 0,64 | do. |
| 28. | Sächsische Gussstahlfabrik Döhlen bei Dresden. | 1879 | 150 | 6000 | 2100 | 7800 | 80 | 200 | 25,1 | 450 | 18 13 | 448 | 1,00 | Ellipsoidalriemen; betreibt ein Drahtwalzwerk. |
| 29. | Hering, Sägewerk, Königstein in Sachsen. | 1870—71 | 40—50 | 2270 | 1700 | 8600 | 90 | 120 | 10,7 | 570 | doppelt 12 | 280—350 | 0,5—0,6 | Wegen Bruches der Transmissionswelle und einer anderen Anordnung kam der Riemen schon nach 1 Jahr ausser Betrieb. |
| 30. | Gutehoffnungshütte, Oberhausen II a. d. Ruhr. | — | ungefähr 100 | 4400 | 2200 | 7500 | 110—120 | 220—240 | 25,3 bis 27,6 | 470 | 22 15 | 280 | 0,6 | Maschine ($D = 800$, Hub $= 640$) treibt noch direct eine Stabeisenstrasse, die ebenfalls 100 Pferde verbraucht. Durch den Riemen (Ellipsoidal-Riemen) wird eine Feineisenstrasse betrieben. |
| 31. | do. | 1880 | — | 5500 | 1320 | 7500 | 60—70 | 250—290 | — | 470 | — | — | — | Maschine: $D = 850$, Hub $= 1250$. Ellipsoidal-Riemen. Die Maschine treibt noch durch Räderübersetzung eine Stabeisenstrasse. |
| 32. | Wülfing & Sohn, Lennep. | „ | 300 norm. 450 max. | 6000 | — | — | 58 | — | — | 2 Riem. à 500 | doppelt 11 | 1235 bis 1850 | 1,24 bis 1,03 | Betrieb durch Zwillingsmaschine. In Bau durch die Augsburger Maschinenfabrik. |
| 33. | Gebr. Decker & Co., Cannstatt. | 1873 | 90 max. | 3000 | 1500 | 3100 | 60 | 120 | — | 480 | doppelt 12 | 716 | 1,49 | Zwillingsmaschine von $D = 300$ u. $H = 600$ zum Betriebe d. Werkstätte. |



Digitized by Google

## Tabelle IV.

## Riementriebe,

nach Ausführungen von Carels frères, van der Kerkoven, Nolet in Gent.

Sämmtliche Riemen sind von circa 12$^{mm}$ Dicke; sie werden anfangs alle 14 Tage, später von 4 zu 4 Wochen mit Fischthran eingefettet.

| No. | Name | Pferdestärken $N$ | Durchm. der treibenden Scheibe $D$ | Durchm. der getriebenen Scheibe $D_1$ | Tourenzahl der treibenden Scheibe $n$ | Tourenzahl der getriebenen Scheibe $n_1$ | Geschwindigkeit in Metern pro Secunde $v$ | Riemenbreite $b$ | Umfangskraft $P$ | Umfangskraft pro Millimeter Breite $\frac{P}{b}$ | Riemen genäht mit | Bemerkungen |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1. | Manufacture de glaces, Floresse. Taf. XXII, Fig. 6. | 180 effect. | 5500 | 2640 | 48 | 100 | 13,8 | 800 | 977 | 1,22 | Metalldraht | Sulzer-Maschine von Carels frères. |
| 2. | Parmentier van Haegaerde, Baumwollen-Spinnerei u. Weberei, Gent. | 1000 indic. | 9140 | 1890<br>2700 | 30 | 152<br>102 | 14,4 | 1 R. à 1450<br>1 R. à 1550<br>3000 | 5224 | 1,74 | do. | Corliss-Balanciermaschine von van der Kerkoven. $D = 28''$, Hub $= 10'$. |
| 3. | Linière Gantoise, Gent. Taf. XXII, Fig. 7. | 330 effect. | 3000 | 2400 | 143 | 179 | 22,5 | 1230 | 1100 | 0,90 | do. | Verticale Transmission; der Riemen muss sehr oft nachgespannt werden. Grosse Zapfenreibung und Riemenrutschen. |
| 4. | Jules d'Hemptienne, Baumwollen-Spinnerei und Weberei, Gent. | 1500 indic. | 8000 | — | 40 | — | 16,7 | 9 R. à 500<br>4500 | 6714 | 1,49 | — | Nolet-Maschine von Nolet. Die 9 Riemen gehen vom Schwungrade direct auf die Transmissionen der verschiedenen Stockwerke. |
| 5. | De Smet et d'Haenens, filature de lin, Gent. Taf. XXII, Fig. 8. | 400 indic. | 8000 | 1600 | 42 | 210 | 17,8 | 3 R. à 550<br>1650 | 1705 | 1,03 | — | Nolet-Maschine von Nolet. |
| 6. | Compagnie de Floresse (glace). Taf. XXII, Fig. 9. | 200 effect. | 6500 | 5000 | 46 | 60 | 15,7 | 800 | 958 | 1,20 | Metalldraht | Corliss-Maschine von van der Kerkoven. |
| 7. | De Costes Rousseau, Baumwollen-Spinnerei und Weberei, Gent. Taf. XXII, Fig. 10. | 200 effect. | 6000 | 5050 | 48 | 57 | 15,1 | 750 | 995 | 1,33 | Hanfgarn | Sulzer-Maschine von Carels frères. |
| 8. | Waroiquin, Baumwollen-Spinnerei und Weberei, Gent. Taf. XXII, Fig. 11. | 90 effect. | 4600 | 2530 | 50 | 99 | 12,0 | 480 | 560 | 1,17 | Metalldraht | do. do. |
| 9. | V. Klissingen & Co., Helmond (Holland). Taf. XXII, Fig. 12. | 150 effect. | 5000 | 2500 | 60 | 120 | 15,7 | 600 | 716 | 1,19 | Hanfgarn | do. do. |

(Schluss folgt.)



Digitized by Google

# Ueber das mikroskopische Gefüge und die Krystallisationen des Roheisens, speciell des grauen Eisens.

Von **A. Martens,** Ingenieur, in Berlin.

(Vortrag, gehalten im Berliner Bezirksverein am 2. Juni 1880.)

(Hierzu Tafel XX und XXI.)

M. H.: Indem ich mich anschicke über die Krystallisationen und das Kleingefüge des Eisens zu Ihnen zu sprechen, muss ich mir vorerst erlauben, in Kürze einen zusammenfassenden Abriss von den neueren und älteren Theorien über die Zusammensetzung des Roheisens zu geben, ohne indess, wegen der kurzen zu Gebote stehenden Zeit, auf die Darlegung der Einzelanschauungen näher eingehen zu können.

Das flüssige Roheisen, wie es aus dem Ofen kommt, kann als eine Lösung verschiedener Körper in flüssigem Eisen aufgefasst werden, wobei dieselben zu einem Theil in chemischer Verbindung mit dem Eisen sein werden, während sie zum anderen Theil rein mechanisch in demselben gelöst sein können. Diese vom flüssigen Eisen aufgenommenen Körper sind nun in ihrem freien Zustande sowohl feste als auch gasförmige. Am häufigsten kommen als Beimengungen: Kohle, Silicium, Mangan, Phosphor, Schwefel — und als aufgenommene Gase: Wasserstoff und Kohlenoxyd, auch Stickstoff vor. Sie sind zum Theil von der Beschickung, d. h. von den Erzen, den Zuschlägen oder den Brennmaterialien aus in das Eisen übernommen worden, zum Theil stammen sie von den Verbrennungsgasen im Ofen her. Ihr Mengenverhältniss ist abhängig von der Beschickung und von der Natur des Ofenganges. Die Form ihres Auftretens im erstarrten Eisen wird ausserdem beeinflusst durch die Art des Abkühlens.

Man kann sich den Vorgang der Lösung der vorgenannten Körper in flüssigem Eisen an dem Bilde einer Lösung verschiedener Salze in Wasser klar machen. Das Eisen hat, wie das Wasser, je nach seinem Erhitzungsgrade ein verschiedenes Aufnehmungs- oder Lösungsvermögen für die einzelnen Beimengungen und scheidet, in gleicher Weise wie das Wasser, beim Erkalten die einzelnen Körper nach einander aus.

Graphit wird beispielsweise bei einigen Eisensorten oft schon unmittelbar nach dem Abstiche des Eisens aus dem Hohofen in hellen, glänzenden Flocken abgeschieden, welche aus dem Eisenbade ausgestossen werden und als glänzende Flitterchen die umgebende Luft erfüllen oder als Gaarschaum auf den Rinnen und Masseln sich absetzen. Die aufgenommenen oder entstehenden Gase entweichen während des Abkühlens in Form von Blasen oder Flammen.

Ist die Erstarrung bis zu einem gewissen Grade vorangeschritten, so kann ein Anstossen aus dem Bade nicht mehr stattfinden, und die einzelnen Gemengetheile scheiden sich innerhalb desselben ab. Hierbei scheint das Bestreben der einzelnen Bestandtheile zu Gruppen zusammen zu treten und sich örtlich gesondert von den übrigen abzusetzen („zu saigern") die Regel zu sein.

Man kann dieses Abscheiden als eine Art Krystallisationsvorgang auffassen, zu welchem der erste Anstoss in der Bildung der kleinsten Theile eines der Bestandtheile gegeben ist. Dieses Körperchen zieht die gleichartigen Theile an sich und baut wachsend die später das Bruchaussehen des erstarrten Blockes bedingenden Gefügeelemente auf, deren genauere Betrachtung wir uns für diesen Abend vorgenommen haben. Der Ausscheidungsprocess dauert noch fort, nachdem das Eisen bereits in den festen Aggregatzustand übergegangen ist; denn wir sind im Stande, nicht nur das Gefüge, sondern auch die chemische Zusammensetzung des Eisens zu verändern, ohne dass dasselbe aus dem festen Aggregatzustande herauskommt; wir können es tempern, d. h. ihm durch langes Glühen in sauerstofffreichen Materialien seinen Kohlenstoff etc. entziehen, und können es cementiren, d. h. durch langes Glühen in kohlenstoffreichen Materialien ihm Kohlenstoff zuführen. Bei beiden Vorgängen wird eine Schmelzung des Einsatzeisens sorgfältig vermieden.

Die Aufnahmefähigkeit des flüssigen Eisens für Gase ist, wie schon gesagt, abhängig vom Hitzegrade desselben; mit zunehmender Abkühlung scheiden sich die aufgenommenen Gase im Bade ab, entweichen, so lange ihre Spannkraft noch den Zusammenhalt der Masse überwinden kann und werden als Hohlräume, „Blasen", zurückgehalten, wenn dieser Zusammenhalt schon überwiegt, d. h. wenn der teigartige Zustand bereits eingetreten ist.

Wasser nimmt Kohlensäure in verschiedenen Mengen auf, je nach dem Drucke, dem es ausgesetzt wurde und giebt dieselbe frei nach Maassgabe der Druckverminderung; wir sehen dabei die Kohlensäure in Bläschenform in dem Wasserbade entstehen und aus demselben entweichen. Wird ein Eisenbad, welches Gelegenheit hatte viele Gase in sich aufzunehmen (Bessemerstahl), einem hohen Drucke ausgesetzt, bevor es aus dem flüssigen in den festen Zustand übergeht, so werden wir einen dem Verhalten der Kohlensäure im stark gepressten Wasser ähnlichen Vorgang feststellen können. Ein Ausscheiden der Gase in Blasenform findet nicht mehr statt; das Resultat ist ein blasenfreier und dichter Block.

Das Abscheiden der einzelnen Gemengetheile aus dem Eisenbade erfordert eine bestimmte Zeit. Würden wir im Stande sein, das Eisenbad plötzlich aus dem flüssigen in den festen Aggregatzustand überzuführen, so würden wir zweifelsohne einen Block von vollkommen ebenmässigem Gefüge und vollkommen gleichmässiger chemischer Zusammensetzung in seinen einzelnen Theilen erhalten. (Thatsache ist es jedoch, dass schon im Herd des Ofens, also im Zustande höchster Erhitzung, eine solche Gleichmässigkeit nicht existiren kann, weil sowohl durch die verschiedene Zusammensetzung der Ofenwandungen und der Schlackendecke, als auch durch die Wirkung der in den verschiedenen Theilen eines Ofenquerschnittes verschieden zusammengesetzten Verbrennungsgase fortwährend locale chemische Processe eingeleitet werden.) Aus dem Gesagten folgt, dass bei schneller Abkühlung der ursprüngliche Zustand des Bades mehr gewahrt bleibt als bei verzögerter. Hierauf beruhen die Erscheinungen, welche beim Abschrecken von Roheisen beobachtet werden. Die Eigenschaft der Abschreckbarkeit tritt in vermehrtem oder vermindertem Grade hervor je nach der chemischen Zusammensetzung des Eisens oder je nach der Behandlung im Ofen.

Indem wir nunmehr zu dem eigentlichen Thema unserer heutigen Besprechung übergehen, behalten wir uns vor, im Laufe derselben auf das Verhalten der Einzelbeimengungen beim Erstarren näher einzugehen.

Beim Erstarren krystallisirt das Eisen in zwei schärfer ausgeprägten Formen, deren Grundstöcke die rhombische Säule und das Octaëder sind.



Digitized by Google

In den meisten Roheisensorten herrscht das eine oder das andere dieser Systeme vor und charakterisirt das Bruchaussehen und das Gefüge derselben. Die rhombische Krystallisation entspricht dem mit Kohlenstoff oder Mangan chemisch verbundenen Eisen, der hypothetischen Verbindung $Fe_4C$ (dem Spiegeleisen), während die octaëdrische dem reinen (oder, nach Ledebur's Vorgange besser gesagt, dem freien) Eisen zuzuschreiben ist. Diese Krystallisationen treten deutlicher nur unter besonders günstigen Verhältnissen in Hohlräumen auf und können namentlich bei durch starken Mangangehalt weiss gewordenem Eisen zusammen vorkommen. In diesem Falle sind sie häufig mit einander verwachsen. Vollkommen von einander getrennt können die beiden Krystallformen schon aus diesem Grunde nicht besprochen werden; trotzdem würde es aber für heute zu weit führen, wenn auch die rhombische Form eingehend behandelt werden sollte, und es muss daher auf die früheren Veröffentlichungen über diesen Gegenstand, 1878, S. 205 und 481, verwiesen werden.

Das graue, Bessemer- und Giesserei-Roheisen ist als ein Gemenge von vorwiegend freiem Eisen mit Graphit, Siliciumeisen, wenig Spiegeleisen und einigen anderen Beimengungen aufzufassen und verdankt seine graue Farbe und sein Gefüge vorwiegend der Graphitausscheidung, welche durch einen Gehalt an Silicium bedingt und befördert, durch einen Gehalt an Mangan und Phosphor aber behindert zu werden scheint. Die Graphitausscheidung tritt bei tiefgrauem Eisen so stark hervor, dass man nur äusserst schwer auf der Bruchfläche das freie Eisen zu erkennen vermag. Der Graphit hat die Form dünner Blätter, welche infolge ihres geringen inneren Zusammenhaltes die natürlichen Trennungsfugen der Roheisenmasseln bilden; dieser Umstand lässt es erklärlich erscheinen, dass Graphit auf der Bruchfläche vorherrschend erscheint. Bei stärkerer Vergrösserung findet man die einzelnen Blätter aus dachziegelartig über einander gelagerten, sehr dünnen Plättchen bestehend, deren Grundform das gleichseitige Dreieck ist. Taf. XX, Fig. 10.*) Auf einer geschliffenen und polirten Fläche giebt sich der leicht zerbröckelnde Graphit als feiner Riss zu erkennen, Fig. 11. Nach längerem Aetzen mit verdünnten Säuren wird die eigentliche Eisenmasse fortgenommen, und der von den Säuren nicht angreifbare Graphit erscheint als schmale, über der Fläche erhabene Linie. Die Graphitrisse sind je nach den Erstarrungsverhältnissen mehr oder weniger geradlinig; die breiteren und ausgedehnteren können bei stark graphithaltigem Roheisen schon mit blossem Auge auf den geschliffenen Flächen wahrgenommen werden, während die feineren, nebengelagerten erst mit bewaffnetem Auge erkennbar sind.

Auf den geschliffenen und geätzten Flächen treten bei dem grauen Eisen innerhalb der Graphitadern, diese nur selten erreichend, scharf begrenzte, oft sehr regelmässig gebildete Figuren auf, Fig. 8, 9 und 11. Dieselben scheinen dem an Kohlenstoff gebundenen Eisen, dem Spiegeleisen $Fe_4C$ zu entsprechen**), denn sie werden von allen Chemikalien, welche Spiegeleisen schwer angreifen, ebensowenig gelöst wie dieses. Während die eigentliche Grundmasse, das freie, durch die angewendeten Aetzmittel leicht zerstörbare Eisen sich merklich vertieft, erscheinen auf den dem Spiegeleisen zugeschriebenen Flächen häufig die für dieses charakteristischen, regelmässig um einen Mittelnerv angeordneten Figuren, Fig. 9. Mit färbenden Chemikalien (rothes Blutlaugensalz und Oxalsäure in stärkster Verdünnung) behandelt, erscheinen diese Spiegeleisenflächen stets scharf von der übrigen Grundmasse getrennt. Sie nehmen beim vorsichtigen Erwärmen die Anlauffarben weniger schnell an als das freie Eisen und erscheinen, je nach dem Stadium des Anlaufens, heller oder dunkler gefärbt als dieses, immer aber vollkommen scharf von der Grundmasse getrennt. Diese Figuren treten in den verschiedenen Sorten grauen Eisens, ebenso wie die dem Graphit zugeschriebenen Risse, in verschiedener Häufigkeit auf. Je mehr sich das Roheisen der No. III und darüber hinaus dem halbirten Eisen nähert, desto mehr treten die Graphitrisse zurück, während die Figuren des Spiegeleisens zusammenhängender und häufiger werden. Diesen Vorgang kann man sehr bequem an Schliffen von Hartgussstücken studiren, wenn der Schliff parallel zu der Strahlenrichtung des abgeschreckten Theiles durch diesen hindurch bis in das vollkommen graue Eisen hinein sich erstreckt, Fig. 8 und 9.

Aus dem Verhältniss zwischen den Figurenflächen des Spiegeleisens zu dem gesammten Gesichtsfelde würde man mit Hülfe des Mikroskopes wohl im Stande sein, den Procentsatz von Spiegeleisen und damit den Gehalt an gebundenem Kohlenstoff im untersuchten Objecte zu bestimmen, wenn man Mittel hätte, diese Flächenverhältnisse genau zu messen, und wenn man den bestimmten, direcien Nachweis führen könnte, dass diese als Spiegeleisen angesprochenen Flächen auch wirklich nach der Formel $Fe_4C$ zusammengesetzt sind.

Dieser Nachweis würde unanfechtbar geführt werden können, wenn es gelingen würde, eine Anzahl genügend dünner Schliffe herzustellen, etwa $0{,}01^{mm}$ dick, aus welchen durch Aetzmittel die Flächen freien Eisens herausgenommen wurden, so dass nur die zu untersuchenden, als Spiegeleisen angesprochenen Gebilde noch übrig blieben, welche nunmehr zu analysiren sein würden. Es muss hier jedoch bemerkt werden, dass bislang leider keine der angewendeten Methoden, so dünne Schliffe herzustellen, geglückt ist; am Ende der sehr mühsamen Arbeiten lösten sich stets die auf Glasplatten aufgekitteten Plättchen in Folge der inneren Spannungen los und wurden krumm. Eine zweite Methode, die vielleicht indirect zum Ziele führen könnte, mag hier angedeutet werden, obwohl dieselbe noch nicht versucht worden ist. Dieselbe besteht darin, dass man die bei der Vorbereitung des Objectes zum Schleifen entfallenden, möglichst feinen Feilspähne sammelt, die feinsten Theile herausiebt und diese dann der Einwirkung der sehr stark verdünnten Chemikalien in gleicher Weise aussetzt, wie es bei den Schliffen geschehen ist. Waren die Spähne genügend fein, so müssten die angewendeten Aetzmittel von ihnen alle leicht löslichen Theile fortnehmen, ohne die hypothetische Verbindung $Fe_4C$ anzugreifen, und der Rest müsste bei der Analyse sich als nach dieser Formel zusammengesetzt erweisen.

Von Interesse dürfte es sein, hier die Folgerungen zu erwähnen, welche man aus der Betrachtung von Schliffen graphitreichen Eisens mit verhältnissmässig starkem Gehalt an Spiegeleisen ziehen kann. Es wurde erwähnt, dass die Graphitrisse nur äusserst selten die Figuren des Spiegeleisens erreichen oder durchdringen. Die Conturen der letzteren scheinen vielmehr durch die Ablagerungsformen des Graphits beeinflusst zu werden. Diese Verhältnisse gewinnen ein Aussehen, wie wenn das im Wachsthum begriffene Graphitblatt beim Erstarren den Kohlenstoff aus seiner chemischen Verbindung mit dem Eisen herausgerissen habe, die ausserhalb

*) Vergl. Jahrg. 1878, Taf. III, Fig. 1b.

**) Diese Figuren erscheinen unter dem Mikroskop je nach der angewendeten Beleuchtung tief schwarz (Fig. 4, 6, 7, 8, 9) auf hellem, oder hell (Fig. 5 und 11) auf dunkelem Grunde.

Digitized by Google

seines Anziehungsgebietes liegenden Theile unberührt lassend, welche sodann in dem Zustande des Spiegeleisens erstarrten.

Die ausgesprochene Krystallform des grauen Eisens ist die octaëdrische, welche jedoch meistens nur schwer in den tannenbaumförmigen Krystallskeletten zu erkennen ist. Diese Tannenbäume sind oft von einer überraschenden Zierlichkeit in den Formen und von grosser Mannigfaltigkeit in den Farbentönen. Beide Eigenthümlichkeiten treten unter dem Mikroskope bei möglichst schwacher Vergrösserung in verstärktem Masse hervor.

Diese Krystallskelette, Tannenbäume (Fig. 1, 2 und 3), sind gebildet aus feinen Nadeln oder Zähnen, welche parallel zu den Hauptachsen stehen. Diese Bildung wiederholt sich oft bis in die dritte und vierte Ordnung. Je vollkommener die Ausbildung, d. h. je mehr die Nadeln zweiter, dritter etc. Ordnung hervortreten, desto mehr ähnelt das Krystallskelett in seiner äusseren Erscheinung dem ausgebildeten Octaëder. Die einzelnen Zähnchen haben nicht immer ausgesprochene Nadelform, sondern sie sind nicht selten kugelig abgerundet und dann fast immer, infolge der vollkommenen Politur der Oberflächen, hellglänzend. Diese Form (Fig. 2) wurde in Eisen zweiter Schmelzung mit starkem Stahlzusatz häufig gefunden.

Querschliffe durch den Tannenbaum lassen nach dem Aetzen oftmals, aber nicht immer, ein regelmässiges Gefüge erkennen (Fig. 5 und 9), in welchem jedoch die einzelnen Figuren, wenn sie auch deutlich begrenzt erscheinen, nicht so scharf von der Grundmasse getrennt sind, wie bei dem Spiegeleisen im grauen Roheisen.

Wie schon früher bemerkt, kommen die Krystallisationen des Spiegeleisens und die des freien Eisens häufig sehr gut ausgebildet nebeneinander vor und sind in diesem Falle meistens mit einander verwachsen, wobei die schwerer schmelzbaren tannenbaumförmigen Krystalle des freien Eisens die leichter schmelzbaren und darum etwas später erstarrenden Blätter des Spiegeleisens durchdringen, so dass die Spitzen der ersteren gleichsam aus diesen Blättern herauszuwachsen scheinen. Man findet deswegen bei Querschliffen (Fig. 5, 6 und 7) durch derartige Krystallanhäufungen auch recht oft, dass das Spiegeleisen den Conturen der Nadeln des Tannenbaums folgt und dieselben als feiner Saum einhüllt.

Nachdem bislang die allgemeinen Erscheinungen, welche bei der mikroskopischen Untersuchung des grauen Eisens auftreten, kurz besprochen wurden, mag es noch gestattet sein, über diese Art von Untersuchungen selbst und über ihre Ziele ein Wort zu reden.

Aus den vorgelegten Präparaten*) und Zeichnungen wird man die Ueberzeugung gewonnen haben, dass die mikroskopische Untersuchung für die Praxis direct nur dann von Werth werden kann, wenn die im Vorhergehenden erwähnten Schwierigkeiten gehoben werden, wenn sie im Stande sein wird, mit Zuhülfenahme chemischer Reagentien in den Schlifflächen die einzelnen, örtlich von einander getrennt ausgeschiedenen Gefügeelemente ihrem chemischen Charakter nach in scharfer Trennung von einander dem Auge zur Beurtheilung und Flächenvergleichung vorzulegen. Es muss daher, wie schon in den früheren Veröffentlichungen (Jahrg. 1878. S. 207) hervorgehoben wurde, das Bestreben sein, Operationen ausfindig zu machen, welche die mikroskopischen Bilder der einzelnen Bestandtheile getrennt von einander erscheinen lassen.

Für die mikroskopische Untersuchung auf dem Gebiete der Histologie werden derartige Methoden mit grössten Erfolge benutzt. Zarte thierische Theile gewinnen, mit indifferenten Farbstoffen imprägnirt, oft eine ausserordentliche Verständlichkeit; ebenso können bei sonst schwer unterscheidbaren Theilen des thierischen oder pflanzlichen Gewebes durch Chemikalien, welche nur auf einen Theil dieser Gewebe färbend einwirken, den andern aber unverändert lassen, oft mit Leichtigkeit Trennungen der Bilder vorgenommen werden, wobei eben die stattfindende Reaction das genaue Erkennungsmittel für das betreffende Gewebeelement bildet.

Können Reagentien gefunden werden, welche in ähnlicher Weise auf die verschiedenen Gefügeelemente des Roheisens einwirken, so würde sicherlich die mikroskopische Untersuchung von dem grössten praktischen Werthe werden, weil sie dann schneller und ebenso sicher zum Ziele führen wird, wie die rein chemische Untersuchung. Sie würde dann vor dieser den Vorzug haben, dass sie die Structurverhältnisse selbst mit in Rücksicht zieht, und dass sie mit Leichtigkeit auf grössere Stücke, ganze Masselquerschnitte etc., ausgedehnt werden kann*). Die Reagentien müssten also beispielsweise auf freies Eisen, Kohleeisen, Manganeisen, Siliciumeisen etc. verschiedenartig, entweder färbend oder lösend, resp. niederschlagbildend einwirken. Wie die Ihnen vorgelegten zahlreichen Objecte und Zeichnungen erwiesen haben werden, ist Aussicht vorhanden, derartige Reagentien und Operationen ausfindig zu machen, nur wird, um Vollkommenes zu leisten, noch Geduld und Arbeit erforderlich sein. Was endlich die Hülfe der chemischen Analyse bei derartigen Untersuchungen betrifft, so muss bemerkt werden, dass, so nothwendig dieselbe auch erforderlich ist, nach Natur der Sachlage diese Hülfe doch immer nur eine indirecte wird sein können. Man wird unserer Ueberzeugung nach, dem Ziele am ersten nahe kommen durch systematische Untersuchung verschiedener, möglichst vollständiger Reihen von Objecten sonst gleichen Charakters, in denen ein bestimmter Bestandtheil vorherrscht und in allen möglichen procentualen Verhältnissen auftritt: also von Manganeisen, Siliciumeisen etc. mit steigendem Gehalt an Mn, Si etc.**). Untersucht man nun Schliffe von Objecten aus allen diesen Reihen den am meisten Erfolg versprechenden chemischen oder mechanischen Processen, so wird man sicherlich zu den charakterisirenden Erscheinungen kommen und kann, nachdem man diese scharf und bestimmt erkannt hat, dazu schreiten, durch die directe chemische Analyse den endgültigen Beweis zu führen.

Als Anhang an das Vorentwickelte möchte ich schliesslich noch ein speciell für die Untersuchung von Metallen construirtes Mikroskop, Taf. XXI, vorführen, indem ich hierbei einer früheren Veröffentlichung in der „Centralzeitung für Optik und Mechanik", 1880, No. 4, folge. Man findet selten Mikroskope, welche den bei unseren Untersuchungen zu stellenden Ansprüchen Genüge leisten, und dies veranlasste mich, die folgende Construction zu ersinnen.

*) Die für die Ausstellung der vorgelegten Präparate benutzten Mikroskope waren von dem Mechaniker Herrn Paul Wächter in Berlin freundlichst hergeliehen worden.

*) Dass man der mikroskopischen Untersuchung in neuerer Zeit einigen Werth beilegt, möge aus den Veröffentlichungen von Tschernoff: „Rev. universelle", Tome VII, No. 1, S. 130 ersehen werden.

**) Ich würde sehr dankbar sein, wenn Hüttenleute, welche sich für meine Untersuchungen interessiren, mich bei der Sammlung derartiger Reihen von Versuchsobjecten unterstützen wollten.

Digitized by Google

### Mikroskop für die Untersuchung von Metallen.

Die Untersuchung der mikroskopischen Structur der Metalle hat es vorwiegend mit vollkommen undurchsichtigen Objecten zu thun, welche ausserdem fast niemals ebene Oberflächen für die Untersuchung darbieten, es sei denn, dass man Schlifflächen zu beobachten habe. Die einzelnen Stücke sind fast immer mehr oder weniger unregelmässig geformt, und nur in seltenen Fällen gelingt es, kleinere Theile von den Objecten loszutrennen. Diese Eigenschaften des zu untersuchenden Materials stellen an das Mikroskop bestimmte Anforderungen, welchen die Construction desselben Genüge leisten muss.

Was nun zunächst die Undurchsichtigkeit der Objecte anbelangt, so wird man sich erinnern, dass es stets verhältnissmässig schwierig ist, solche Objecte so stark zu beleuchten, wie es die Anwendung starker Vergrösserungen verlangt. Dazu kommt noch die Unebenheit der Objectoberfläche, welche bedingt, dass schon bei einigermassen beträchtlicher Vergrösserung ein Theil des vergrösserten Bildes verwaschen und undeutlich erscheint; ja es ist möglich, dass hervorragende Theile das ganze Bild so sehr beeinträchtigen, dass man gezwungen ist, die allerschwächsten Vergrösserungen anzuwenden. Auch verhältnissmässig ebene, geschliffene Flächen lassen starke Vergrösserungen nicht mehr zu, weil der Objectabstand des Objectivsystems ein so geringer wird, dass eine Beleuchtung von oben unmöglich wird. Eine Beleuchtung durch Lieberkühn'sche Spiegel etc. schliesst sich aber wegen der Grösse der meisten Objecte fast gänzlich aus.

Die unregelmässigen Formen des Objectes verlangen einen Objecttisch, der sich diesen Formen insofern anpassen muss, als er auch die Möglichkeit geben muss, dem Objecte schnell und bequem jede mögliche Lage in Bezug auf die optische Achse des Instrumentes zu ertheilen. Hier sei noch hervorgehoben, dass selbst Schliffe eine geneigte Lage der geschliffenen Fläche gegen die Achse verlangen, so dass die Oberfläche das von ihr reflectirte Licht in das Instrument wirft. Diese Aufstellungsweise giebt meistens klarere und schärfere Bilder, als die zur Achse normale Lage der Schliffebene. Freilich sieht man bei der schiefen Aufstellung, namentlich bei stärkeren Vergrösserungen, immer nur ein schmales Gebiet des Gesichtsfeldes scharf und deutlich, und man muss durch Veränderung der Einstellung nach und nach das ganze Gesichtsfeld durchsuchen. Ausser dem Vorhingenannten ist noch zu erwähnen, dass der Objecttisch auch noch allseitig freien Spielraum haben muss, so dass selbst grössere Stücke ohne Weiteres untersucht werden können.

Der eigentliche Stativkörper und der Objecttisch des Instrumentes bestehen aus Gusseisen. Das Stativ ist als festes Verbindungsglied zwischen der Fläche zur Unterstützung des halbkugelförmigen Objecttischfusses und der Führungshülse für den Tubus construirt. Seine Formen gehen aus der Fig. 1—3 so deutlich hervor, dass es hier nur noch erübrigt zu bemerken, dass das äussere Ausschen in Wirklichkeit ein schöneres sein wird, da sich das Instrument der geometrischen Zeichnung wegen in der unvortheilhaftesten Stellung präsentirt. Es sind an dem Stativkörper selbst nur die Sitzflächen der Tubushülse und diejenige des Objecttischfusses zu bearbeiten.

Die Einstellung ist die centrale Einstellung nach dem Patente Schmidt & Haensch mit einigen Erweiterungen. Sie ist, worauf der grösste Werth gelegt wird, unterhalb der Brücke angebracht, so dass nach dem Aufsetzen des photographischen Apparates die Einstellung nicht behindert wird.

Die grobe Einstellung geschieht durch die um ihre Achse drehbare Hülse *d*, Fig 1—7, welche in ihrem Innern einen Schraubengang von 15$^{mm}$ Steigung hat, in welchem der Kopf einer in der Tubushülse *b* befestigten Schraube *f* hineingreift. Diese Schraube kann von aussen her durch eine Durchbohrung der Hülse *d* in die Tubushülse eingeschraubt werden. Indem sie in einem geraden, parallel zur optischen Achse geführten Schlitz der Führungshülse *c* gleitet, bewirkt diese Schraube die Führung der Hülse *b* parallel zur optischen Achse, eine Verdrehung der Hülse ausschliessend. Die Hülse *c* ist durch drei Schrauben und breite, eingedrehte Flächen solide auf dem Stativ befestigt. Sie dient mit der Mutter *e* zusammen als Führung für den Stellring *d*.

Für die Beobachtung selbst würde gewöhnlich die grobe Einstellung vollkommen ausreichend sein, da man selten Vergrösserungen über die 200fache lineare anwenden wird. Die Photographie verlangt aber eine bei Weitem feinere Einstellung und benutzt ausserdem mit Vortheile die Feineinstellung zur Ausgleichung der Differenz zwischen dem Focus der optischen und der chemischen Strahlen. Mit Rücksicht hierauf wurde die Feineinstellung nach einem ähnlichen Principe construirt wie die grobe. Sie wird durch ein feines Schraubengewinde bewirkt, welches auf den vorstehenden Rand *h* des Tubus aufgeschnitten ist. Der grösste Theil des Gewindes wird später fortgenommen, so dass nur zwei schmale Stücke desselben übrig bleiben, welche gegen einander um 180° versetzt sind und in die Gänge der Mutter eingreifen. Diese wird durch einen um die Tubushülse drehbaren Ring *g* gebildet, welcher zwischen einem ringförmigen Ansatze und der Mutter *i* geführt und gegen Verschiebung parallel zur Achse der Tubushülse gesichert ist. Die Mutter *g* trägt eine durch den Nonius *l* ablesbare Kreistheilung, an welcher das Maass der feinen Verschiebung abgelesen werden kann. Das Gewinde am Tubus wird aus dem Grunde nur theilweise ausgeführt, damit man erziele, dass die Kraftwirkung der Mutter auf den Tubus möglichst in dem gleichen Maasse und in der gleichen Richtung sich äussert. Das Verdrehen des Tubus um seine Achse ist durch den Kopf der Schraube *k* verhindert, welcher in einem geraden, parallel zur Achse geführten Schlitze in der Hülse gleitet.

Die Tubusröhre kann also, wie man gesehen hat, nicht aus ihren Hülsen entfernt werden, und man muss daher die Objectivsysteme beim Auswechseln von unten in ihren Sitz einführen und befestigen. Dies geschieht, wie Fig. 6 und 7 zeigt, durch eine Art von Bajonet-Verschluss, welcher aus einem auf den Trichter des Objectives eingeschnittenen Schraubengewinde gebildet wird, das, bis auf zwei geringe Reste, in der oben schon beschriebenen Weise fortgenommen wurde. Dieser Theil des Gewindes wird durch die beiden, in Fig. 7 um 90° versetzt gezeichneten Nuthen im Gewinde des Tubusbodens eingeschoben, bis der Centrirungsring und die Sitzflächen am Trichter des Objectives zur Anlage kommen, worauf das letztere durch eine Drehung um einen Viertelkreis befestigt wird.

Um dem Tubus selbst sowie der beweglichen Hülse desselben eine möglichst gleiche und unveränderliche Lage zu erhalten, werden dieselben durch Federn, welche oben und unten durch Einschnitte in den betreffenden Hülsen erzeugt werden, stets nach derselben Seite sanft angedrückt. Diese Federn sind in Fig. 1 nur angedeutet worden.

Die durch die grobe Einstellung zu erreichende Verschiebung des Tubus beträgt 15$^{mm}$, diejenige durch die feine Einstellung 3$^{mm}$; er ist in Fig. 1 und 2 in seiner tiefsten Lage gezeichnet worden.

Der Tubus ist zum Ausziehen eingerichtet.

Digitized by Google

Der Objecttisch sitzt mit einem Schraubengewinde in einem schweren halbkugelförmigen Fusse, der auf einem durch den Fuss des Stativs gebildeten Kugelflächenring ruht und auf dieser Unterlage durch Verdrücken in die erwünschte geneigte Lage gebracht werden kann. Die Tischplatte ist mit abnehmbaren Klammern zum Festhalten des Objectes versehen. Sie kann um etwa 10 mm in den Fuss hineingeschraubt werden, so dass die grösste Verschiebung, d. h. die grösste Dicke des Objectes, 28 mm betragen kann.

Die Beleuchtung des Objectes geschieht durch die an dem Fusse des Statives vermittelst Gelenkverbindungen befestigte, halbkugelförmige Beleuchtungslinse. In den Drehpunkten der Gelenke sind kräftige Schrauben angebracht, welche ein sicheres Feststellen der Linse gestatten.

Soll das Instrument zum Photographiren benutzt werden, so wird der Auszug, mindestens aber — und zwar bei eingeschobenem Auszuge — das Ocular, vom Tubus entfernt und die photographische Kammer auf das für diesen Zweck auf die Hülse *c*, Fig. 2, aufgeschnittene Gewinde geschraubt. Die Kammer besteht aus einem innen gut geschwärzten Kegel von dünnem Blech, welcher oben einen Verstärkungsring trägt, der in eine quadratische Platte, Fig. 8, hineingreift, welche die Führungen für die Kassette enthält. Die Befestigung der Platte auf dem Blechtrichter ist durch drei Schrauben in der aus Fig. 2 und 8 ersichtlichen Weise bewirkt. Diese Platte kann, wie man sieht, schnell und bequem entfernt werden, um für den Fall, dass man stärkere directe Vergrösserung eines Objectes anwenden will, einen cylindrischen Verlängerungstheil an die Kammer anschrauben zu können; ein Verfahren, das sich indessen nur bei ganz ausgezeichneten Objectiven empfehlen dürfte. Die quadratische Platte enthält an ihrer oberen Fläche eine Prismenführung, in welche die hölzerne Kassette mit Leichtigkeit und ohne schlotterigen Gang hineinpassen muss. Die die Bildgrösse begrenzenden Blendrahmen werden in eine eingedrehte Nuthe der Führungsplatte eingelegt.

Die Kassette, Fig. 2, 9 und 10, ist aus Holz hergestellt und dient zur Aufnahme der lichtempfindlichen Platte, welche, da am vortheilhaftesten fertig im Handel zu habende Trockenplatten verwendet werden, direct auf dem mit zwei kreisförmigen Ausschnitten versehenen Boden der Kassette aufliegt. Diese Ausschnitte sind durch Schieber lichtdicht geschlossen. Der Deckel ist mit Charnieren und mit Vorreiber zum Verschluss versehen. Die Grösse der Kassette ist so bemessen, dass auf einer Platte von $90 \times 180$ mm, wie sie im Handel vorkommt, zwei Bilder von 75 mm Durchmesser erzeugt werden können.

Die richtige Beleuchtung des Objectes ist bei der Photographie von Bruchflächen oder Schliffen von Metallen der schwierigste Theil der Manipulationen, und es ist deshalb für einen möglichst vollkommenen Beleuchtungsapparat Sorge getragen worden. Der in Fig. 2 dargestellte Apparat ist in seinen wesentlichen Einrichtungen dem von Dr. Benecke: „Die Photographie als Hilfsmittel mikroskopischer Forschung“ Seite 27 u. f. angegebenen Apparate nachgebildet worden. Er besteht aus einer Reihe von Vorrichtungen, deren relative Lage leicht veränderlich sein muss. Alle Theile sind daher auf einem Prisma mit seitlichen Nuthen angebracht; die Feststellung geschieht durch je eine Druckschraube, welche in die Nuth eingreift. In *r* ist am Ende des Prismas ein Planspiegel mit Silberbelag angebracht, welcher nach allen Richtungen verstellbar ist und das Licht der Sonne*) oder einer künstlichen Lichtquelle durch die Blende *q* auf die Linse *p* fallen lässt. Diese Linse hat eine Brennweite von 25—30 cm und wirft den Lichtkegel durch ein blaues Glas *o* auf die Linse *n*, welche, je nach der relativen Lage der beiden Linsen, das Licht convergirend, divergirend oder parallel auf das Object fallen lässt. Man kann also, mit Hülfe der Veränderung des Abstandes beider Linsen von einander, die Beleuchtung den Eigenthümlichkeiten des Objectes anpassen. Das blaue Glas dient dazu, das Licht nach Möglichkeit monochromatisch zu machen. Die Intensität seiner Wirkung ändert sich mit seiner Dicke und mit der Veränderung seiner Lage im Lichtkegel. Es kann durch eine Küvette mit planparallelen Wänden ersetzt werden, welche eine ammoniakalische Lösung von schwefelsaurem Kupferoxyd enthält. Der ganze Beleuchtungsapparat wird nach Entfernung der Beleuchtungslinse (Fig. 1), wie Fig. 2 zeigt, mit dem ersten Gliede des Trägers derselben verbunden und ausserdem in der Mitte noch durch eine Stütze in seiner Lage erhalten. Er kann vermöge dieser Einrichtung in beliebigen Winkeln festgestellt werden. Der Spiegel *r* liesse sich vielleicht durch eine Edison'sche elektrische Lampe ersetzen.

*) In diesem Falle unter Zuhülfenahme eines Heliostaten.

# Die Wirkung einseitiger Belastung auf zweigeleisigen Eisenbahn-Brücken.

Von **Fr. Jebens**, Ingenieur, in Ratzeburg.

Bei der Belastung des einen Geleises einer zweigeleisigen Eisenbahn-Brücke, die in der gewöhnlichen Weise auf zwei festen und zwei beweglichen Auflagern ruht, findet infolge der ungleichen Ausdehnungen in der Längenrichtung der Brücke eine geringe gegenseitige Verschiebung derjenigen Enden der unteren Gurtung statt, welche auf den beweglichen Auflagern ruhen. Dieser Verschiebung müssen die horizontalen Diagonalen folgen; sie werden angespannt, und dadurch gehen Kräfte auf die unteren Gurtungen über, die horizontal gerichtet sind und auf die festen Auflager wirken.

Eine Bestimmung der Grösse und Wirkung dieser Kräfte, welche bis jetzt noch wenig oder garnicht untersucht sein möchte, bildet den Gegenstand des vorliegenden Aufsatzes.

Bei verschiedenen Formen der Hauptträger ist die Richtung und Grösse der Kräfte verschieden.

Bei Trägern, die symmetrisch zu einer horizontalen Achse gebaut, und deren Gurtungen an den Enden zusammengezogen sind (Pauli'scher und Lohse'scher Träger), ist bei jeder Belastung die Zusammenpressung der oberen Gurtung gleich der Ausdehnung der unteren, und es bleibt der Abstand der Enden der Gurtung constant. Bei solchen Brücken entstehen daher bei einseitiger Belastung (wie die Belastung nur eines Geleises hier genannt werden soll) keine auf die Pfeiler wirkenden Horizontal-Kräfte.

Ein Brücken-Balken mit geraden unteren Gurtungen erfährt auf der mehr belasteten Seite eine etwas grössere Ausdehnung der unteren Gurtung, so dass auf dieser Seite auf das feste Auflager ein Druck, auf der weniger belasteten Seite ein Zug ausgeübt wird.

Bei Brücken-Balken, deren Gurtungen oben horizontal,

Digitized by Google

unten gekrümmt und an den Enden mit einander verbunden sind, werden die Windkreuze bei Belastungen nicht angespannt, und die auf die festen Auflager wirkenden Horizontal-Kräfte sind entweder gleich Null oder doch ziemlich klein.

Im Folgenden werden nur die Brücken-Balken behandelt werden, die in der Anwendung am meisten vorkommen und bei denen die Horizontal-Kräfte grösser sind als bei anderen Gurtungs-Formen, nämlich diejenigen mit gerader unterer Gurtung. Ein oberes Windkreuzen-System wird nicht angenommen, weil durch dieses (wie vom Verfasser in den Aufsätzen „Ueber die Diagonal-Systeme der eisernen Brücken gegen Winddruck“: Organ für Fortschritte des Eisenbahnwesens Heft 5, 1878 und 1879 erwiesen) bei einseitiger Belastung eine Beeinflussung des unteren Diagonal-Systemes stattfindet und die Rechnung sehr complicirt gemacht werden würde. Zur Vereinfachung nehmen wir ferner an, dass die untere Gurtung von constantem Querschnitt sei, woraus für die obere Gurtung die parabolische Form folgt, und dass die Querträger in der Höhe der unteren Gurtung liegen. Es können dann die Längen-Aenderungen, welche die Normalen zwischen den unteren Gurtungen, also in diesem Falle die Querträger bei Druckkräften erfahren, wegen des ziemlich grossen Querschnittes derselben ausser Acht gelassen werden.

In Bezug auf den ursprünglichen Spannungszustand sei vorausgesetzt, dass die Spannung aller Glieder bei vollkommen unbelasteter Brücke gleich Null sei. Diese Voraussetzung trifft zu, so lange die Brücke noch auf dem Gerüste gelagert ist.

Je nachdem zwischen den unteren Gurtungen einfache Diagonalen von gleicher Richtung oder doppelte sich kreuzende angeordnet sind, ist die Berechnung verschiedenartig auszuführen. Wir behandeln zuerst:

### Brücken mit einfachen horizontalen Diagonalen.

Es bezeichne:

$a$ die Distanz der Gleis-Mitten,
$b$ diejenige der Hauptträger,
$2p$ das Eigengewicht pro Meter Länge,
$q$ die mobile Last eines Geleises auf derselben Länge,
$R$ die durch Eigengewicht und mobile Last des rechten Geleises hervorgebrachte Belastung des am meisten beanspruchten Hauptträgers,
$S$ die gleichzeitige Belastung des anderen Hauptträgers pro Meter Länge.

Man hat dann (Fig. 1) die Gleichungen:

$$R = \frac{bp + \frac{b+a}{2}q}{b} = p + \frac{q}{2}\left(1 + \frac{a}{b}\right) \quad . \quad . \quad (1)$$

$$S = \frac{bp + \frac{b-a}{2}q}{b} = p + \frac{q}{2}\left(1 - \frac{a}{b}\right) \quad . \quad . \quad (2).$$

Fig. 1

Die Neigung der Horizontal-Diagonalen gegen die untere Gurtung betrage 45° und die Anzahl der Felder sei gleich $n$. Bezeichnet nun

$F$ den Querschnitt der unteren Gurtung,
$h$ die Trägerhöhe,
$T$ den Trag-Modul,

so ist:

$$F = \frac{(n\,b)^2\,(p+q)}{8\,h\,T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Ebenso ist, wenn

$U_r$ die Kraft in der rechts liegenden,
$U_l$ die der linken Gurtung ist,

$$U_r = \frac{(n\,b)^2\,R}{8\,h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und

$$U_l = \frac{(n\,b)^2\,S}{8\,h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

In Fig. 2 sei der untere Rahmen des Brücken-Balkens dargestellt mit den an den festen Auflagern wirkenden Kräften $X$, denen durch eine an beweglichen Auflagern auftretende, mit $Y$ bezeichnete Kraft das Gleichgewicht gehalten wird. Durch letztere werden die Diagonalen und die linke Gurtung angespannt oder verlängert, die rechte Gurtung verkürzt. Die dabei entstehende Deformation des Rahmens lässt sich bestimmen, wenn die Grösse von $Y$ bekannt ist.

Fig. 2

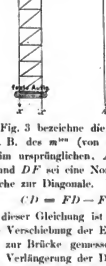
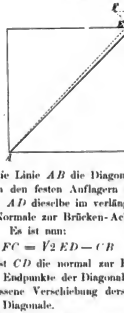



Fig. 3




In Fig. 3 bezeichne die Linie $AB$ die Diagonale irgend eines z. B. des $m^{ten}$ (von den festen Auflagern gerechnet) Feldes im ursprünglichen, $AD$ dieselbe im verlängerten Zustande und $DF$ sei eine Normale zur Brücken-Achse, $BEF$ eine solche zur Diagonale. Es ist nun:

$$CD = ED - FC = \sqrt{2}\,ED - CB \quad . \quad . \quad (6),$$

und in dieser Gleichung ist $CD$ die normal zur Brücke gemessene Verschiebung der Endpunkte der Diagonale, $CB$ die parallel zur Brücke gemessene Verschiebung derselben und $ED$ die Verlängerung der Diagonale.

Die normal zur Brücke gemessene Verschiebung $CD$ des rechten Endpunktes irgend einer Diagonale ist gleich der Summe der Verschiebungen der Endpunkte aller Diagonalen bis zum festen Auflager, mithin für den rechten Endpunkt der letzten Diagonale gleich der Summe der Verschiebungen der Endpunkte aller $n$ Diagonalen. Diese Summe muss gleich Null sein, weil der rechte Endpunkt der letzten Diagonale nur eine Längen-Verschiebung eingehen kann. Bilden wir daher mit Benutzung von Gleichung (6) die Grösse der normal zur Brücke gemessenen Verschiebung der Endpunkte jeder Diagonale, so ergiebt sich, indem die Summe gleich Null gesetzt wird, eine Gleichung, aus welcher, wie sich zeigen wird, die Unbekannte $Y$ bestimmt werden kann.

Zuvor ist erforderlich, für die Grössen $ED$ und $CB$ Ausdrücke zu bilden, die nur von bekannten Grössen und von $Y$ abhängen.

Die Stärke der Diagonale des $m^{ten}$ Feldes sei für einen Winddruck berechnet, welcher in diesem Felde eine Normal-

Digitized by Google

kraft auf den Brücken-Balken von der Grösse $\mathfrak{S}_n$ hervorbringt. Dann ist der Querschnitt der Diagonale $= \frac{\sqrt{2}\,\mathfrak{S}_n}{T}$. Durch die Kraft $Y$ entsteht in der Diagonale eine Spannung $\sqrt{2}\,Y$. Bezeichnet nun $E$ den Elasticitäts-Modul, so ergiebt sich für die Verlängerung der Diagonale, d. i. für die Grösse $ED$ der Gleichung (6) der Ausdruck:

$$ED = \frac{\sqrt{2}\,b \times \sqrt{2}\,Y}{\frac{\sqrt{2}\,\mathfrak{S}_n}{T} \times E} = \frac{\sqrt{2}\,b}{\mathfrak{S}_n E}\,\frac{TY}{E} \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Behufs Bestimmung der Grösse $CB$ der Gleichung (6) ist die Differenz der Längen-Aenderungen in dem rechten und linken, zwischen der Diagonale des $m^{\text{ten}}$ Feldes und den festen Auflagern liegenden Gurtungsabschnitten zu ermitteln.

Durch die Kraft $y$ um beweglichen Auflager entsteht in den Gurtungen eine Kraft, die z. B. im ersten Felde rechts gleich $nY$, links gleich $(n-1)Y$, im $m^{\text{ten}}$ Felde rechts gleich $[n-(m-1)]\,Y$ und links gleich $(n-m)\,Y$ ist. Der Einfachheit halber nehmen wir die Kräfte auf jeder Seite eines Feldes als gleich an und setzen daher diejenige in den Gurtungstheilen neben dem $m^{\text{ten}}$ Felde gleich $[n-(m-\frac{1}{2})]\,Y$. Mit Rücksicht auf die Beanspruchung der Gurtungen durch die Belastung ergiebt sich hieraus die eigentliche Kraft im linken Gurtungsstücke des $m^{\text{ten}}$ Feldes zu $U_1 + [n-(m-\frac{1}{2})]\,Y$ und in dem rechts liegenden zu $U_1 - [n-(m-\frac{1}{2})]\,Y$, und es folgt die Längen-Aenderung des linken Gurtungsstückes gleich

$$\frac{b}{FE}\,\frac{U_1 + [n-(m-\frac{1}{2})]\,Y}{FE} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

sowie diejenige des rechten gleich

$$\frac{b}{FE}\,\frac{U_1 - [n-(m-\frac{1}{2})]\,Y}{FE} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Mittelst des Ausdruckes unter (8) ergiebt sich, wenn für $m$ nach und nach die Zahlen 1, 2, 3 . . . $(m-1)$ eingesetzt werden und die Summe der so entstandenen Ausdrücke hergestellt wird, die Summe der Längen-Aenderungen in den $m-1$ Feldern der linken Gurtung, gezählt vom festen Auflager ab, nämlich:

$$\frac{b}{FE}\begin{cases} U_1 + [n-(1-\frac{1}{2})]\,Y \\ + U_1 + [n-(2-\frac{1}{2})]\,Y \\ + U_1 + [n-(3-\frac{1}{2})]\,Y \\ . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \\ + U_1 + [n-(m-1-\frac{1}{2})]\,Y \end{cases}$$

$$= \frac{b}{FE}\left[(m-1)\,U_1 + [(m-1)\,n - \tfrac{1}{2}(m-1)^2]\,Y\right]$$

$$= \frac{b}{FE}\left[(m-1)\,U_1 + (m-1)\left(n - \frac{m-1}{2}\right)Y\right] \quad . \quad . \quad (10).$$

Die Summe der Längen-Aenderungen in den $m$ Feldern der rechten Gurtung, gezählt vom festen Auflager ab, folgt aus letzterem Ausdruck, wenn $U_1$ für $U_1$, $m$ für $m-1$ eingesetzt und das Zeichen zwischen den Haupt-Gliedern in das entgegengesetzte verwandelt wird. Daher ist diese Längen-Aenderung gleich

$$\frac{b}{FE}\left[m\,U_1 - m\left(n - \frac{m}{2}\right)Y\right] \quad . \quad . \quad . \quad (11),$$

und es folgt durch Herstellung der Differenz der Ausdrücke unter (10) und (11) die Grösse der parallel zur Brücken-Achse gemessenen Verschiebung der Endpunkte der $m^{\text{ten}}$ Diagonale, oder die Länge $CB$ von Gleichung (6):

$$CB = \frac{b}{FE}\left[m\,U_1 - (m-1)\,U_1 + [n^2 - m\,(2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \quad (12).$$

Die Einführung der rechten Seite dieser Gleichung und der Gleichung (7) in (6) giebt:

$$CD = \frac{2bTY}{\mathfrak{S}_n E} - \frac{b}{FE}\left[m\,U_1 - (m-1)\,U_1 + [n^2 - m\,(2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \quad (13)$$

und wenn für $m$ nach und nach die Zahlen 1, 2, 3 . . . $n$ eingesetzt werden, die Summe der entstandenen Ausdrücke gebildet, vereinfacht und gleich Null gesetzt wird:

$$\begin{aligned}
&+ 2b\,\frac{TY}{\mathfrak{S}_n E} - \frac{b}{FE}\left[U_1 + [1 - (2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \\
&+ 2b\,\frac{TY}{\mathfrak{S}_n E} - \frac{b}{FE}\left[2\,U_1 - U_1 + [2^2 - 2\,(2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \\
&+ 2b\,\frac{TY}{\mathfrak{S}_n E} - \frac{b}{FE}\left[3\,U_1 - 2\,U_1 + [3^2 - 3\,(2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \\
&+ \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \\
&+ \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \\
&+ 2b\,\frac{TY}{\mathfrak{S}_n E} - \frac{b}{FE}\left[n\,U_1 - (n-1)\,U_1 + [n^2 - n\,(2n+1) + n + \tfrac{1}{4}]\,Y\right] \\
&= 2b\,\frac{TY}{E}\left[\frac{1}{\mathfrak{S}_1} + \frac{1}{\mathfrak{S}_2} + \frac{1}{\mathfrak{S}_3} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{S}_n}\right] \\
&\qquad - \frac{b}{FE}\left[n^{\frac{n+1}{2}}\,U_1 - n^{\frac{n-1}{2}}\,U_1 - \left(\tfrac{1}{3}\,n^3 - \frac{n}{6}\right)Y\right] = 0,
\end{aligned}$$

so folgt für die Normalkraft am beweglichen Auflager:

$$Y = \frac{n}{2F}\,\frac{(n+1)\,U_1 - (n-1)\,U_1}{2\,T\left(\frac{1}{\mathfrak{S}_1} + \frac{1}{\mathfrak{S}_2} + \frac{1}{\mathfrak{S}_3} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{S}_n}\right) + \frac{1}{F}\left(\frac{1}{3}\,n^3 - \frac{n}{6}\right)} \quad (14).$$

Durch Multiplication mit $n$ und Einführung der Werthe für $F$, $U_1$ und $U_1$ aus den Gleichungen (3), bezw. (4) und (5) ergiebt sich endlich die gesuchte Kraft an den festen Auflagern in der Gleichung:

$$X = \frac{n^2}{4}\,\frac{(n+1)\,R - (n-1)\,S}{(p+q)\left(\frac{1}{\mathfrak{S}_1} + \frac{1}{\mathfrak{S}_2} + \frac{1}{\mathfrak{S}_3} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{S}_n}\right) + \frac{4\,h}{(a\,b)^2}\left(\frac{1}{3}\,n^3 - \frac{n}{6}\right)} \quad (15),$$

deren Anwendung für specielle Fälle die vorhergehende Berechnung der Grössen $R$ und $S$ mittelst Gleichung (1) und (2) erfordert.

Beispiel I. Die Länge eines parabolischen Brücken-Balkens beträgt $51^{\text{m}}$, die Höhe $6\frac{3}{4}^{\text{m}}$; die Anzahl der Felder in der unteren Gurtung ist $= 6$, die Distanz der Gurtungen $= 8{,}5^{\text{m}}$, diejenige der Geleisnitten $= 3{,}5^{\text{m}}$; das halbe Eigengewicht und die mobile Last eines Geleises pro Meter Brückenlänge $= 2200$, bezw. $4000^{\text{kg}}$ und der grösste Winddruck beträgt auf derselben Länge $600^{\text{kg}}$.

Aus Gleichung (1) und (2) folgt:

$$R = 2200 + 2000\left(1 + \frac{3{,}5}{8{,}5}\right) = 5024^{\text{kg}}$$

$$S = 2200 + 2000\left(1 - \frac{3{,}5}{8{,}5}\right) = 3376^{\text{kg}}$$

und für die Horizontalkraft ergiebt sich:

$$\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_6 = 25{,}5 \times 600 = 15300^{\text{kg}}.$$

In den Mittelfeldern müssen die Diagonalen eine grössere Stärke haben, als die Berechnung nach dem grössten Winddruck ergeben würde; wir setzen:

$$\mathfrak{S}_2 = \mathfrak{S}_4 = \frac{15300}{2} \quad \text{und} \quad \mathfrak{S}_3 = \mathfrak{S}_5 = \tfrac{3}{4} \cdot 15300^{\text{kg}}.$$

Mit Benutzung von Gleichung (15) folgt nun:

$$X = \frac{6^2}{4} \cdot \frac{7 \cdot 5024 - 5 \cdot 3376}{6200 \cdot 2 \cdot \frac{1}{15300}\left(1 + \frac{1}{2} + 2\right) + \frac{1}{2 \cdot 51}\left(\frac{1}{3} \cdot 6^3 - 1\right)}$$

$$= 9 \cdot \frac{18288}{3{,}51 + 1{,}40} = \text{rund } 33000^{\text{kg}}.$$



Digitized by Google

Wichtig ist der Winkel, welchen die Resultirende aus der Horizontalkraft und dem Auflagerdruck mit der Verticalen bildet. Die Tangente desselben ist auf

der weniger belasteten Seite $= \frac{33000}{25{,}5 \,.\, 3876} =$ rund $\frac{3}{4}$,

auf der anderen Seite $= \frac{33000}{25{,}5 \,.\, 5024} =$ rund $\frac{1}{2}$.

Beispiel II. Länge $= 102^{m}$, Höhe $= 12\frac{3}{4}{}^{m}$, Breite und Geleismitten-Distanz wie beim vorigen Beispiel, permanente und mobile Last pro Geleise und pro Meter Länge $= 4200$, bezw. $3800^{kg}$, Winddruck auf derselben Länge $= 700^{kg}$. Es ist:

$$R = 4200 + 1900\left(1 + \frac{3{,}5}{8{,}5}\right) = \text{rund } 6900^{kg},$$

$$S = 4200 + 1900\left(1 - \frac{3{,}5}{8{,}5}\right) = \text{rund } 5300^{kg},$$

$$\mathfrak{S}_1 = \mathfrak{S}_{12} = 51 \,.\, 700 = 35\,700^{kg},$$

$$\mathfrak{S}_6 = \mathfrak{S}_7 = \tfrac{1}{2} \,.\, 35\,700^{kg},$$

$$X = \frac{12^2}{4} \cdot \frac{13 \,.\, 6900 - 11 \,.\, 5300}{8000 \cdot \frac{2}{35\,700}\left(1 + \frac{1}{0{,}9} + \frac{1}{0{,}8} + \frac{1}{0{,}7} + \frac{1}{0{,}6} + \frac{1}{0{,}5}\right) + \frac{1}{204}\left(1 \,.\, 12^2 - \frac{12}{6}\right)}$$

$$= 36 \cdot \frac{31\,400}{0{,}446 \,.\, 8{,}436 + 5{,}637} = \text{rund } 120\,000^{kg}$$

und die Tangente des Winkels der Resultirenden mit der Verticalen auf

der weniger belasteten Seite $= \frac{120000}{270300} =$ rund $\frac{4}{9}$

und auf der anderen Seite $= \frac{120000}{351900} =$ rund $\frac{1}{3}$.

(Schluss folgt.)

# Referate.

## Hydraulische Motoren.

**Innere Partialturbine mit horizontaler Achse** (System Schwammkrug und Girard) von M. Pilter in Paris. „Uhland's Skizzenbuch für den practischen Maschinen-Constructeur". Heft XXV. Diese Turbine hat bei $50^{m}$ Gefälle 3 Pferdestärken Nutzleistung, wiegt im Ganzen $120^{kg}$ und kostet 1500 ℳ. Durch einen gekrümmten, der Radachse concentrischen Schieber, welcher durch eine Stopfbuchse abgedichtet ist, sind die Leitcanäle verschliessbar. Dass die Letzteren von ihrer Mitte aus nach der Ausmündung hin sich erweitern, halten wir nicht für zweckmässig. Eine auf die Grundplatte aufgeschraubte Umhüllung schützt gegen das Spritzwasser.

Fig. 1

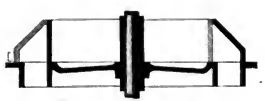
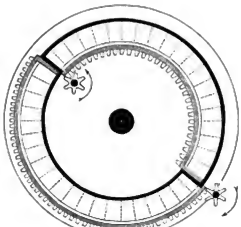


Fig. 2



Dasselbe Heft bringt auch eine Girard-Turbine, deren Schutzvorrichtung, so weit die Skizze solche erkennen lässt, ziemlich complicirt ist.

Einfacher für derartige Actionsturbinen sind die Rundschützen. Eine solche

**Rundschützenvorrichtung** von Gustav Knop, D. R. P. No. 5100 haben wir in den Fig. 1—4 der beistehenden Holzschnitte schematisch dargestellt. In Fig. 1 und 2 sind beide Eintrittshälften des Leitbodens, die ebene und die cylindrische, durch ihre Schützen verdeckt und somit sämmtliche Leitzellen geschlossen.

Fig. 3

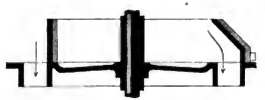


Fig. 4

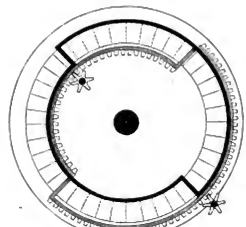


Fig. 3 und 4 dagegen zeigt eine nur theilweise Abschützung der Turbine durch Verschliessen diametral gelegener Zellengruppen in Folge Verschiebung der beiden Halbring-Schützen, von welchen der äussere kegelförmig, der innere cylindrisch gestaltet ist.

Wir verweisen hierbei auf den Aufsatz über Rundschützen von Bernhard Lehmann in Bd. XXIII, S. 32 d. Z. und machen noch besonders auf einen Vergleich aufmerksam zwischen der Knop'schen Construction und der dort in Fig. 4 dargestellten.

Ueber Girard-Turbinen ist im „Civilingenieur", 1880, Heft 1, eine Abhandlung von Prof. C. Fink in Berlin enthalten, in welcher es als nicht wahrscheinlich erachtet wird,

Digitized by Google

dass der Wirkungsgrad einer Turbine des genannten Systems den einer gut ausgeführten anderen Turbine erreicht. Auch wird auf den Umstand aufmerksam gemacht, dass die Girard-Turbinen nicht die Eigenschaft haben, bei jedem Unterwasserstande die vorhandene Gefällhöhe mit gleichbleibendem Grade der Wirkung nutzbar zu machen. Ausführlicheres enthält die in Bd. XXII, S. 188 besprochene „Theorie und Construction der Turbinen“ des genannten Autors. R. W.

---

**Windrad** von Wiebach. D. R. P. No. 8191 und No. 8195. Es liegen drei um eine horizontale Achse drehbare Windräder dicht hintereinander. Die Radschaufeln sind in solcher Neigung gegen den Wind gestellt, dass das erste und dritte Rad gemeinschaftlich sich gegen das zweite Rad in entgegengesetzter Richtung drehen. Diese beiden verschiedenen Bewegungen werden durch geeignete Zwischenräder auf eine gemeinsame Kraftwelle übergeleitet. Durch diese Anordnung, bei welcher das Rad I dem Rade II, und wiederum dies Letztere dem Rade III als Leitrad dient, soll ein grösserer Theil der lebendigen Kraft des Windes auf den Motor übertragen und nutzbar gemacht werden, als es mit einem einzelnen Rade möglich ist.

Den in Bd. XXIII, S. 166 d. Z. erwähnten Dampfturbinen liegt dasselbe Princip zu Grunde.

**Windrad, System Halladay,** mit Selbstregulirung. Ein Modell dieses Windmotors fanden wir auf der gewerblichen und landwirthschaftlichen Ausstellung des Pfalzgaues in Mannheim von Fried. Filler aus Eimsbüttel-Hamburg ausgestellt. Diese kleine Windmühle wurde durch ein von Schenck, Mohr & Elsenaser aus Mannheim ausgestelltes, ungewöhnlich grosses Roots-Gebläse in Bewegung gesetzt. Die Selbsteinstellung der zwölf fächerartigen Flügelsegmente folgte jeder Veränderung in der Stärke des Luftstromes sehr prompt. Mit zunehmender Stärke des Windes geht die plane Lage jener Segmente in eine mehr achsial gerichtete, dem Winde weniger Druckfläche darbietende über, indem sich jedes Segment einzeln um eine mittlere Achse dreht. R. W.

---

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Kohlen- und Wasserverbrauch deutscher landwirthschaftlicher Locomobilen.** In Verbindung mit der Ende Mai und Anfang Juni 1880 in Magdeburg stattgehabten landwirthschaftlichen Ausstellung fand auch eine Locomobilen-Concurrenz für Locomobilen von 10 Pferdestärken statt, an welcher sich 6 deutsche Locomobilen betheiligten.

Beschreibung der Locomobilen. Einige Angaben über Dimensionen, Gewichte und Preise dieser Locomobilen enthält Tabelle I, welche durch einige weiter unten folgende Angaben über die Construction ergänzt wird.

Die Kessel sind bei den Locomobilen von Wolf, von Siegel und von Jörning & Sauter ausziehbare Röhrenkessel, bei den Locomobilen von Zimmermann, von Garrett und von Swiderski gewöhnliche Röhrenkessel nach Art der englischen. Swiderski wendet zwei Cylinder in der Rauchkammer an und lässt vom kleineren in den grösseren expandiren. Alle übrigen Maschinen haben nur einen Cylinder, der bei den Locomobilen von Wolf, von Siegel und von Jörning & Sauter mit einem Dampfmantel umgeben ist. Die Locomobilen von Siegel, von Zimmermann, von Swiderski und von Jörning & Sauter haben nur einfache Schieber und unveränderliche Expansion. Die Maschinen von Wolf und von Garrett sind dagegen mit Doppelschiebern versehen und gestatten sehr veränderliche Expansion, die bei Wolf's Locomobile vom Regulator aus geändert wird.

Zum Vorwärmen des Speisewassers dienen bei den Locomobilen von Wolf, von Zimmermann, von Garrett und von Swiderski Mischhähne, in welchen ein Theil des abgehenden Dampfes im Speisewasser condensirt und zurück in das Wasserfass geführt wird. Jörning & Sauter verwenden den abgehenden Dampf zum Vorwärmen, indem sie den Dampfrohr durch ein Wasserrohr führen. Siegel endlich verwendet die abgehenden Rauchgase, indem er die Rauchkammer mit einem Wassermantel umgiebt, durch welchen das Speisewasser nach dem Kessel geht.

Prüfung der Locomobilen. Die zu prüfenden 10pferdigen Locomobilen sollten zum Betriebe von $1.5^m$ breiten

Tabelle I.

**Dimensionen der Locomobilen.**

| Name und Wohnort des Fabrikanten | Dampfkessel. | | | | | | | | | Dampfmaschine. | | | | Ganze Locomobile. | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Rostfläche | | Röhren | | | Heiz-fläche | Wasser-fläche | Dampf-raum | zu-lässiger Dampf-überdruck | Cylinder | | | Um-drehungen pro Minute | Gewicht | Preis |
| | ganze | freie | Durch-messer im Lichten | Quer-schnitt in Summa | Länge | | | | | Durch-messer | Kolben-hub | Füllungs-grad | | | |
| | qm | qm | mm | qm | mm | qm | cbm | cbm | Atm. | mm | mm | | | kg | ℳ |
| R. Wolf, Buckau-Magdeburg | 0,221 | 0,123 | 45 | 0,0795 | 1740 | 14,68 | 2,22 | 0,29 | 6 | 200 | 315 | 0,2—0,9 | 120 u. 130 | 4800 | 5800 |
| Feodor Siegel, Schönebeck a/Elbe | 0,430 | 0,143 | 49 | 0,0773 | 1800 | 16,18 | 1,93 | 0,36 | 5 | 195 | 380 | 0,4 | 140 u. 120 | 4600 | 5220 |
| F. Zimmermann & Co., Halle a/Saale | 0,512 | 0,192 | 59 | 0,0944 | 2597 | 19,72 | ca. 2,5 | ca. 0,50 | 5 | 225 | 346 | 0,5 | 140 | 5200 | 6000 |
| John D. Garrett, Buckau-Magdeburg | 0,415 | — | 64 | 0,0922 | 1953 | 14,62 | ca. 2,2 | ca. 0,49 | 6 | 241 | 305 | 0,2—0,9 | 140 u. 120 | 4500 | 4400 |
| Ph. Swiderski, Leipzig | 0,422 | — | 51 | 0,0776 | 1803 | 12,95 | ca. 1,5 | — | 7 | 130 200 | 310 | 0,2 | 180 | 4400 | 5500 |
| Jörning & Sauter, Buckau-Magdeburg | 0,520 | 0,130 | 46 | 0,0765 | 1737 | 13,62 | 1,81 | 0,14 | 6 | 230 | 340 | 0,6 | 140 | 5500 | 5500 |
| Clayton & Shuttleworth, Lincoln*) | 0,492 | 0,167 | ca. 51 | 0,113 | 1830 | 20,4 | — | — | 5,5 | 229 | 305 | 0,22 | 112,5 | — | — |

*) Des Vergleiches wegen sind hier noch die entsprechenden Angaben über die beste englische Locomobile der letzten englischen Concurrenz in Cardiff hinzugefügt.



Digitized by Google

Tabelle II.

# Versuchs-Resultate.

| Name des Fabrikanten | Versuch | Anheizen. Dauer | Anheizen. Brennmaterialverbrauch Holz | Anheizen. Brennmaterialverbrauch Steinkohle | Bremsen. Dauer | Bremsen. Gewicht an der Bremse | Bremsen. Umdrehungen der Bremse | Bremsen. Gebremste Pferdestärken | Brennmaterialverbrauch. Holz | Brennmaterialverbrauch. Steinkohle | Brennmaterialverbrauch. Uebrige Kohle, Schlacke, Asche | Brennmaterialverbrauch. Kohlo pro Pferdestärke und Stunde | Brennmaterialverbrauch. Ungefähre Kohlenmenge pro qm Rostflächeu. Stunde | Speisewasser und Dampf. Temperatur kalt | Temperatur vorgewärmt | Verbrauch Speisewasser | Verbrauch Speisewasser pro Pferdestärke u. Std. | Verbrauch Dampf pro Pferdestärke und Stunde | Verbrauch Dampf pro qm Heizfläche | Verdampfung total, mit Vorwärmer | Verdampfung von 16°C. ohne Vorwärmer | Rauchgase. Temperatur nach dem Quecksilberthermometer | Rauchgase. Temperatur nach dem Thalpotasimeter | Zug in der Rauchkammer in mm Wassersäule |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | St. Min. | kg | kg | St. Min. | kg | | | kg | kg | kg | kg | kg | Grade Cels. | | kg | kg | kg | kg | kg | kg | Grade Cels. | | |
| Wolf . . . | 1 | 1·13 | 5 | 30,5 | 2·20 | 67,0 | 17678 | 10,00 | — | 48,5 | 3,4 | 2,08 | 75 | 15 | mat. 82 | 303 | 12,99 | 14,4 | 10,0 | 66 | 7,0 | 6,3 | 288 | 235 | 3,0—3,5 |
| Siegel . . . | 1 | 1·14 | 5 | 42,5[1]) | 2·00 | 55,3 | 18153 | 9,89 | — | 45,2[2]) | 5,25 | 2,285[2]) | 52 | 15 | — | 340,5 | 17,21 | 17,2 | 10,5 | 88 | 7,8[1]) | 7,5 | 260-370 | 280 mat. 290 | 4,5—5,0 |
| Zimmermann | 1 | 0·55 | 5 | 47,5[2]) | 1·56,5 | 59,3 | 15275 | 9,195 | — | 51,5 | 6,0 | 2,80 | 52 | 15 | 48—53 | 390[3]) | 21,04 | 23,2 | 10,7 | 85 | 8,1 | 7,7 | 218-315 | 240 | 5,5 |
| Garrett . . | 1 | 1·20 | 5 | 34,0 | 2·44 | 53,8 | 20062 | 8,36 | — | 73,5 | 7,0 | 3,14 | 64 | 16 | 72 mat. 94 | 489 | 20,90 | 23,2 | 14,1 | 90 | 7,5 | 6,9 | 300 mat. 339 | — | 4,3—5,0 |
| Swiderski . | 1 | 1·09 | 5 | 36,3 | 2·00 | 56,26 | 17030 | 9,46 | — | 57,0 | 8,0 | 3,01 | 65 | 16 | 60 mat. 72 | 387 | 20,43 | 22,9 | 16,3 | 140 | 7,6 | 7,1 | 300-380 | — | 5—7 |
| Jörning . . | 1 | 1·43 | 5 | 54,8 | 2·01 | 56,3 | 16991 | 9,20 | — | 76,0 | 7,0 | 4,12 | 73 | 15 | — | 692[6]) | 37,30 | 37,3 | 25,3 | 189 | 8,9[6]) | — | ca. 370 | 240 | 4 |
| Wolf . . . | 2 | — | — | — | 2·31 | 92,6 | 20765 | 15,06 | 2 | 75,5 | — | 1,99 | 108 | 16 | 78 | 487 | 12,95 | 14,4 | 14,7 | 98 | 7,2 | 6,5 | 288 | 252 | 5 |
| Siegel . . . | 2 | — | — | — | 2·37 | 96,0 | 20057 | 14,52 | 2 | 88,2 | — [4]) | 2,32 | 79 | 16 | — | 602 | 15,05 | 15,9 | 14,3 | 120 | 6,9 | 6,9 | ca. 370 | 370 | 5,5—6 |
| Zimmermann | 2 | — | — | — | 2·43 | 94,1 | 22290 | 15,22 | 2 | 108 | — | 2,61 | 78 | 16 | — | 655 | 15,84 | 16,9 | 12,9 | 102 | — | — | ca. 370 | 315 | 4,5 |
| Garrett . . | 2 | — | — | — | 2·30 | 94,1 | 20893 | 15,13 | 2 | 93,5[5]) | 3,5 | 2,42 | 90 | 16 | 78—88 | 572 | 14,93 | 16,4 | 16,9 | 107 | 6,9 | 6,3 | ca. 370 | 361 | 5,5—6 |
| Clayton & Shuttleworth | Entwurf | 1·21 | 3,6 | 34,2 | — | — | — | 14,33 | — | — | — | 1,75 | 61 | — | ca. 100 | — | 14,4 | 14,4 | 9,9 | — | 11,3 | 10,3 | ca. 200 | — | — |

[1]) Etwas zu gross, weil der Heizer nicht beim Anheizen fertig bremsen liess, sondern sofort neue Kohle zuwarf.

[2]) Etwas zu gross, weil durch Abfallen des Riemens nicht gebremst werden konnte.

[3]) Etwas zu klein wegen des unter [1]) erwähnten Fehlers.

[4]) Der Heizer hatte die Rückstände angefeuchtet und dadurch das Gewicht vergrössert.

[5]) Davon etwas verschüttet und einiges durch Abblasen des Sicherheitsventiles verloren, deswegen Wasser- und Dampfverbrauch sowie Verdampfung zu hoch.

[6]) Es wurde sehr viel Wasser mit übergerissen.





Digitized by Google

Dampfdreschmaschinen geeignet sein, welche 10—15 Pferdestärken zum Betriebe brauchen; man bremste deswegen jede Locomobile zuerst etwa 2 Stunden lang auf 10 und später etwa 2.5 Stunden lang auf 15 Pferdestärken und beobachtete dabei den Kohlen- und Wasserverbrauch. Ueberdies wurden auch noch einige andere, zur Concurrenz nicht unbedingt nöthige Beobachtungen gemacht.

Die kurze Dauer der Bremsversuche war durch die kurze, zur Verfügung stehende Zeit bedingt und hätte nur dadurch verlängert werden können, dass man jede Locomobile nur einmal gebremst hätte, wodurch aber entweder die grossen oder die kleinen Locomobilen beeinträchtigt worden wären.

Die schon vorhandene Bremse wurde durch einen Riemen von den Locomobilen aus getrieben. Der Abstand des Gewichtes von der Drehachse betrug $847^{mm}$, der Bremszumm selbst war vollständig ausbalancirt.

Zuerst wurde bei allen Locomobilen der Kohlenverbrauch zum Anheizen festgestellt. Man füllte zu diesem Zwecke die Kessel bis zur Wasserstandsmarke mit kaltem Wasser, heizte mit $5^{kg}$ Holz an und legte dann so lange Kohle nach, bis die Arbeitsspannung im Dampfkessel erreicht war. Der auf diese Weise als zum Anheizen erforderlich ermittelte Kohlenverbrauch ist jedoch zu hoch, weil man bei Erreichung der Arbeitsspannung noch einen Kohlenvorrath auf dem Roste hat, der bei den verschiedenen Locomobilen ausserordentlich verschieden sein kann. Um den überschüssigen Kohlenvorrath auf dem Roste bequem messen zu können, verwandelte man die ihm entsprechende Wärme in Arbeit, welche mit der Bremse gemessen wurde. Man begann nämlich sofort nach Erreichung der Arbeits-Dampfspannung mit dem 10 Pferdestärken entsprechenden Gewichte an der Bremse ohne weitere Kohlenzufuhr so lange zu bremsen, bis sich die normale Dampfspannung nicht mehr halten liess. Aus der Umdrehungszahl der Bremse konnte man im Vergleich mit dem späteren Bremsversuche für 10 Pferdestärken leicht berechnen, welcher Theil der verbrannten Kohle Arbeit geleistet hatte, konnte diesen Theil vom ganzen Kohlenverbrauche abziehen und so den in Tabelle II enthaltenen Kohlenverbrauch zum Anheizen finden.

Sobald man mit der Bestimmung der Kohlenmenge zum Anheizen fertig war, begann bei jeder Locomobile das eigentliche Bremsen auf 10 Pferdestärken, wobei man die noch auf dem Roste befindliche Kohle herauszog, aber auch, da die am Ende des Versuches auf dem Roste verbleibende Kohle nicht von der ganzen verbrauchten Kohlenmenge abzog. In Tabelle II ist unter Brennmaterialverbrauch angegeben, wie viel Asche, Schlacke und Kohle vom Anheizen und vom ersten Bremsversuche sowohl auf dem Roste wie im Aschenkasten zurückgeblieben. Man sieht aus den geringen Rückständen, dass nach Abzug der Asche im Aschenkasten überhaupt nur wenig Kohle auf dem Roste übrig blieb, also auch die Kohlenmenge auf dem Roste zu Anfang und zu Ende des Versuches kaum merklich verschieden sein konnte.

Beim Bremsen auf 15 Pferdestärken wurde die Kohlenmenge zum Anheizen nicht mehr bestimmt, sondern nur der Wasserstand und die Dampfspannung notirt, dann alle Kohle aus der Maschine entfernt, mit $2^{kg}$ Spähnen wieder angeheizt und nun angefähr 2.5 Stunden lang gebremst, dabei Kohlen- und Wasserverbrauch beobachtet. Bei der Berechnung des Kohlenverbrauches pro Pferdestärke und Stunde sind sowohl die Spähne zum Anheizen wie die Kohlenrückstände auf dem Roste ausser Acht gelassen.

Die Dauer des Bremsens ist nicht bei allen Maschinen genau gleich lang, weil einige derselben nach Ablauf von 2, bezw. 2.5 Stunden nicht genau denselben Wasserstand und dieselbe Dampfspannung hatten wie bei Beginn des Versuches.

Die beim Versuche verbrauchte Speisewassermenge giebt kein richtiges Bild von dem Dampfverbrauche, weil bei einzelnen Maschinen ein Theil des Abdampfes condensirt und wieder verdampft wurde. Ausser dem Speisewasserverbrauche sind deswegen auch in runden Zahlen die Dampfmengen angegeben, welche aber nicht ganz genau berechnet werden können. Bei der Verdampfung zeigt die Differenz der ersten und zweiten Spalte, wie viel von der ganzen Verdampfung auf den Vorwärmer entfällt.

Da die Locomobilen mit geringem Kohlenverbrauche Preise erhalten sollten, so fiel der Locomobile von Wolf der erste, der von Siegel der zweite Preis zu.

Zum Vergleich der besten englischen und besten deutschen Locomobile sind in der letzten Zeile der Tabelle II die Resultate der letzten englischen Concurrenz für die beste englische Maschine beigefügt. Man ersieht aus diesen Angaben, dass, trotz der Dampfmäntel an den Cylinderdeckeln und trotz der Rauchkammer um den Dampfmantel des Cylinders herum, der Dampfverbrauch nicht geringer ist, als bei der besten deutschen Locomobile.

Wenn sich dessen ungeachtet bei der besten englischen Locomobile der Kohlenverbrauch ganz bedeutend niedriger ergiebt, als bei der besten deutschen, so liegt das ersteus an der beinahe 1.5 mal so grossen Heizfläche, zweitens an der ungefähr um 10 pCt. besseren Kohle und drittens an besseren Vorwärmen des Speisewassers.

Bei gleicher Heizfläche und gleicher Kohle wäre die beste deutsche Locomobile der besten englischen wohl auch ungefähr gleichgekommen, obgleich unsere deutschen Fabrikanten nicht wie die englischen seit Jahrzehnten durch Concurrenzarbeiten nach allen Richtungen hin für Concurrenzen geschult sind. A. W.

**Stehender Röhrenkessel.** Patent Främbs & Freudenberg in Schweinitz 3 Schl. „Wiehe's Skizzenbuch", Heft 127. Der in den stehenden Cylinder in horizontaler Lage eingeschobene conische Feuerkasten ist an seiner grössern Basis mit dem Cylindermantel zusammengenietet und unterhalb der schräg nach unten abgeschlossenen Feuerbrücke durch eine Muffe mit dem gewölbten, über einer genmuerten Vertiefung liegenden Boden des Cylinders verbunden.

Durch diese Verbindungsmuffe fallen die Bremgase unter jenen Boden, um absdann durch zwei Rohrbündel zu beiden Seiten des Feuerkastens durch den Wasser- und Dampfraum hindurch in die Höhe zu steigen, an dem oberen, ebenfalls gewölbten Boden aus- und in den darüber breitbasig aufgesetzten Schornstein einzutreten.

Diese Art der Zugführung ist nach unserm Erachten eine für die Wärmeausnutzung günstige, und ist der Kessel behufs Reinigung und Reparatur überall leicht zugänglich. Ein kleiner Kessel dieses Systems ergab bei 10° C. warmem Speisewasser $7.58^{kg}$ Dampf mit $1^{kg}$ Kohlen, und pro Quadratmeter Heizfläche stündlich $17$ bis $18^{kg}$ Dampf. Bei $17.36^{qm}$ Heizfläche wiegt der Kessel $1780^{kg}$. R. W.

**Stehender Röhrenkessel** mit Galloway-Röhren von Blake. „Engineer" vom 18. Juni 1880. Der cylindrische Mantel des Kessels hat eine kugelförmige Decke und steht in der gewöhnlichen Weise mit einem Bodenblech abgeschlossenen Feuerkasten in Verbindung. Die cylindrische Form des Letzteren ist nur durch eine unmittelbar über der Feuerthür nach innen ragende, keilförmige Wasserzunge abgeschlossen, welche einerseits mit ihrem Rücken gegen den ringförmigen Wasserraum hin offen, andererseits an ihrer unteren schrägen Flanke durch abwärts geneigte Galloway-Röhren mit demselben Wasserräume communicirt. Die obere horizontale Keilfläche ist durch Wasserröhren mit der Feuerkastendecke verbunden. Ausser der Feuerkastenwandung bieten die Galloway-Röhren und die Unterflanke der Wasserzunge den Bremgasen eine directe Heizfläche dar. Die Keilkante umgebend, und dann die Wasserröhren quer durchströmend, gelangen die Heizgase durch eine Muffe nach dem seitlich angeschraubten Schornstein. Das Anschlussknie des Letzteren ist so mit zwei Thüren versehen, dass man behufs Reinigung leicht Zugang zu den Wasserröhren haben kann.

Die Querführung des Zuges gegen die Galloway- und Wasserröhren ist, indem hierdurch der Strom der heissen Gase wiederholt und vielfach gespalten wird, für die Wärmeüberfuhr entschieden günstig; auch lässt die beschriebene Anordnung eine lebhafte Wassercirculation erwarten.

Auf der am 11. Juli eröffneten gewerblichen und landwirthschaftlichen Ausstellung des Pfalzgaues in Mannheim sahen wir einige andere bemerkenswerthe Beispiele der Anwendung von Galloway-Röhren:

Ph. Raubenheimer aus Kaiserslautern hatte einen stehenden Kessel mit cylindrischem Feuerkasten von ca. $1.50^{m}$

Digitized by Google

Durchmesser ausgestellt, mit drei Lagen von je zwei so über einander gelegten Galloway-Querröhren, dass die Achsen des obersten Rohrpaares um 45 Grad gegen die des mittleren, und um 90 Grad gegen die des untersten Paares verdreht liegen. Kleinere Kessel hatten statt der Rohrpaare Einzelröhren.

Auch waren die zwei Flammrohre eines grossen liegenden Kessels mit Galloway-Röhren durchkreuzt und zu Innenfeuerung eingerichtet.

L. Barlet aus Neustadt a./d. Haardt hatte einen kleinen stehenden Kessel mit zwei kreuzweise übereinanderliegenden eingeschweissten cylindrischen Querröhren ausgestellt.

R. W.

**Stehender Dampfkessel von Gebr. Schultz** in Mainz. Der in den beistehenden Holzschnitten Fig. 1 und 2 gezeichnete, durch seine einfache Form sich empfehlende Kessel wird bis zu 10 Atmosphären Ueberdruck ohne Stehbolzen oder andere raumversperrende Versteifungstheile gebaut. Er zeichnet sich auch durch eine günstige Ausnutzung seiner Oberfläche als Heizfläche am Wasser- und am Dampfraume und durch die gute Einhüllung mit Backstein- und Blechmantel aus. Die Temperatur des Mantels geht während des Betriebes nicht über 10 Grad C. hinaus. Seit 15 Jahren sind 1000 solcher Kessel von 4 bis 16 Pferdestärken — $1^{qm}$ Heizfläche pro Pferdestärke — in der Schultz'schen Kesselschmiede gebaut.

Fig. 1

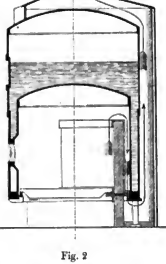


Fig. 2

Der hier in $^1/_{40}$ der wirklichen Grösse dargestellte Kessel hat stündlich bei $14^{qm}$ totaler Heizfläche $311^{kg}$ vorgewärmtes Wasser mit $43{,}33^{kg}$ mittlerer Grieskohle verdampft. Der vorliegende Dampfkessel gehört zu dem Schraubendampfbagger No. 63 „Hessen", welcher auf der Werft der genannten Firma gebaut ist und am 13. Juli von Stapel gelassen wurde*).

R. W.

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Feuerung für feuchte Lohe.** A. Godillot in Saint-Quen benutzt dazu einen niedrigen Schacht mit Schüttcylinder. Aus dem Roste ist in dessen Mitte ein sechseckiges Stück ausgeschnitten und auf die Oeffnung eine sechsseitige Pyramide, gleichfalls mit Rostspalten versehen, gesetzt, deren Flächen annähernd unter dem Böschungswinkel des Brennmaterials geneigt sind. Entsprechende Oeffnungen zum Reinigen des Rostes sind angebracht.

Um eine grössere Gleichmässigkeit des Feuers zu erzielen, sollen mehrere solcher Roste für einen Betrieb angewandt werden, welche quer vor dem Kessel u. s. w. oder auch, wenn der Raum es gebietet, in der Achse des Kessels hinter einander liegen können.

In längerem Betriebe mit einem Siederkessel ohne Vorwärmer hat sich ergeben, dass direct aus den Gruben genommene Lohe, welche man kurze Zeit abtropfen liess und die dann noch 65 pCt. zusätzliches Wasser enthielt, pro Cubikmeter stündlich $260^{kg}$ Dampf von 5 Atm. lieferte, was etwa $12{,}5^{kg}$ trockner Lohe pro Pferd und Stunde entspricht. („Ann. industr." 1880, II. S. 10.) R. Z.

**Ziegelofen von F. Siemens & F. Hesse** in Dresden. (Public. industr. XXVI, S. 217.) Der Ofen unterscheidet sich von dem Bock'schen Canalziegelofen, für welchen ja ebenfalls Gasfeuerung in Aussicht genommen ist, zunächst durch die Anordnung des Gas- und Lufteintrittes. Die Gaserzeuger sind nur auf einer Seite des Ofens angeordnet, daher von dem Sammelcanale derselben besondere Canäle unter der Ofensohle hindurch nach den gegenüber liegenden Ausströmungsöffnungen nöthig sind. Ueber den Oeffnungen für das Gas liegen die für die Luft. Es reicht ferner der Schieber am Einfahrtende des Ofens nur bis auf die Plattform der Wagen; hierdurch ist unter den letzteren ein Canal für die Zuleitung der frischen Luft hergestellt, welche letztere die Wagen von unten kühlt, am Ausfahrtende durch einen Zwischenraum zwischen dem letzten Wagen und dem Schieber in den oberen Ofentheil tritt und sich an den abkühlenden Ziegeln erhitzt. Nach kurzem Wege durch die Ziegel wird sie durch Schlitze in den Seiten in längs denselben laufende Canäle abgezogen und in diesen zu den erwähnten Ausströmungsöffnungen geleitet. Weshalb die Luft durch diese Canäle ziehen und nicht den geraden Weg durch die Ziegel nach dem Feuer nehmen soll, ist allerdings nicht recht zu ersehen.

Die abkühlenden Ziegel reichen zur Erwärmung einer grösseren Luftmenge aus, als für die Verbrennung des Gases verbraucht wird. Der Ueberschuss wird nun von den Constructeuren zur Dampferzeugung für die Maschinen der Ziegelei benutzt, indem sie dieselbe im Gewölbe abziehen und um zwei auf dem Ofen liegende Dampfkessel leiten. Von hier aus geht sie dann in den Schornstein des Ofens.

Ausserdem sind Vorrichtungen getroffen, um die Verbrennungsproducte nicht durch die vorwärmenden Ziegel, sondern direct in den Trockenraum zu leiten, sowie um die Wasserdämpfe aus der trocknenden Waare unmittelbar in den Schornstein, statt durch die frisch eingefahrenen Ziegel abzuführen.

Das Vorschieben der Wagen erfolgt durch eine hydraulische Presse, deren Hub gleich der Länge eines Wagens ist; die Abdichtung der letzteren geschieht durch doppelten Sandverschluss und durch über die Fugen zwischen zwei Wagen gelegte Ziegel, welche dann noch mit Sand überschüttet werden. R. Z.

**Dampfheizung für Eisenbahnwagen von Lilliehöök.** Dieselbe hat sich auf schwedischen Bahnen sehr gut bewährt und unterscheidet sich von der sonst üblichen Haag'schen dadurch, dass das mit Rippen versehene Dampfrohr

*) Eine kurze Beschreibung des Dampfbaggers enthält der „Anzeiger zum Gewerbeblatt für das Grossherzogth. Hessen" No. 31, 1880.

Digitized by Google

unter dem Wagenboden in einem Kasten liegt, in welchem sich die Luft erwärmt und dann durch regulirbare Oeffnungen unter den Sitzen in die Coupés tritt. Details finden sich im „Organ f. Eisenbahnw." 1880, S. 96. R. Z.

**Heizung der restaurirten Jerusalems-Kirche zu Berlin.** Dieselbe, von Rietschel & Henneberg in Berlin eingerichtet, ist eine Canalheizung und besteht aus zwei getrennten Systemen. Zur Leitung der Rauchgase dienen rechteckige, mit Rippen versehene gusseiserne Canäle von $0{,}32 \times 0{,}30^{m}$ Lichtweite, die in einem gemauerten Canale von $1{,}10 \times 1{,}10^{m}$ Weite liegen. Letzterer führt mit 1 : 50 Steigung durch je eine Hälfte der Kirche unter dem Fussboden hin zu einem Schornstein von $0{,}42^{m}$ Weite und $18{,}50^{m}$ Höhe und ist mit Platten abgedeckt, von welchen aus zwei Bleche seitlich von dem gusseisernen Rauchcanal herabhängen, ohne den Boden des gemauerten Canals zu berühren und den letzteren in drei Längsabtheilungen theilen. Die beiden äussern sind oben geschlossen, stehen aber seitlich mit der äusseren Luft oder dem Raume unter dem Podium der Sitzplätze in Verbindung, während die Ueberdeckung der mittleren Abtheilung gitterartig durchbrochen ist und die an dem Rauchcanal erwärmte Luft in den Kirchenraum ausströmen lässt. Zur Abführung der Luft dient eine Ventilationsöffnung in der Mitte der Kirchendecke. (Aus einer Beschreibung des Kirchenbaues in „D. Bauztg." 1880, No. 41.) R. Z.

**Zweckmässigste Weite der Leitungsröhren bei Dampfheizungen.** H. Fischer stellt dafür in ausführlicher Berechnung Formeln auf, welche ergeben, dass für hohe Anfangsspannungen und grössere Dampfgeschwindigkeit, also engere Röhren, ferner bei einer guten Bekleidung der letzteren die Verluste an Spannung und an Dampf durch Condensation verhältnissmässig geringer sind. (Dingler's „Polytechn. Journ." Bd. 236, S. 353.) R. Z.

**Banner's Lüftungssystem.** „Iron" vom 30. April 1880 bringt eine Reihe von Modificationen des Banner'schen Lufts augers und verschiedene Anwendungen desselben auf die Ventilation bewohnter Räume. Der Apparat im Allgemeinen besteht aus einem Systeme verschieden langer, in einander gesteckter Cylinder, welche nach Art der Strahlapparate saugend auf einen mit ihnen in Verbindung stehenden Luftraum, Abzugsrohr oder dergl. wirken. Als motorische Flüssigkeit wird die bewegte Atmosphäre benutzt und ist deshalb der über Dach angebrachte Apparat mit einer die südöstlichen Vorrichtungen versehen, um sich selbst in die Windrichtung einzustellen. R. Z.

## Hohofenbetrieb.

**Die Werke von Bességes.** Es ist eine bekannte Thatsache, dass in solchen Gegenden, in welchen gewisse, dem Massenverbrauch unterworfene Fabrikationsmaterialien besonders hoch im Preise stehen, die Einrichtungen zur Ersparniss derselben früher Eingang finden als in den in dieser Beziehung günstiger gelegenen Gegenden und in diesen dann erst Beachtung finden, wenn sie sich als einfach und praktisch erwiesen haben.

Hiervon geben u. A. die Werke von Bességes der Compagnie de Terrenoire, Lavoulte et Bességes einen Beweis, welche aus vier Hohöfen mit Coksöfen und Giesserei, einer Bessemer-Anlage mit vier Convertern von 4 t, einer Siemens-Martin-Schmelzerei von vier Oefen, sowie Puddel- und Walzwerk bestehen, und denen die Kohlen bei ihrer Lage im südlichen Frankreich je nach Qualität auf 10 bis 12 ℳ pro Tonne zu stehen kommen.

Ueber die Gewinnung der Nebenproducte von Theer und Ammoniakwasser bei der Coksfabrikation hat H. Simon im Iron and Steel Institute einen Vortrag gehalten (siehe „Engineer" vom 14. Mai 1880); er sagt u. A.: „In den Werken von Bességes giebt die Tonne Coks. producirt in den Oefen System Knab, etwa 140 ℔ Ammoniakwasser und 35 ℔ Theer, welche nach dem Preise in Manchester einen Werth von 3,05 sh., resp. 1,01 sh. = ca. 4,06 sh. pro Tonne Coks repräsentiren. In den gewöhnlichen Oefen wird gegen Ende der Vercokung eine gewisse Menge Luft zugelassen, was in den Oefen Knab nicht geschieht, so dass in denselben eine Verbrennung von Coks nicht stattfindet und also ein entsprechend grösseres Ausbringen an Coks von geringerem Aschegehalte erzielt wird."

Nach Angaben der Compagnie erzielt dieselbe aus einer Kohle mit 23 pCt. flüchtigen Bestandtheilen 73 pCt. Coks und aus dem Verkaufe der Ersteren, welche vollkommen wiedergewonnen werden, 2,5 Frcs. pro Tonne Coks nach Abzug der Patentgebühren.

Ferner ist die bis auf das Aeusserste getriebene Ausnutzung der Hohofengase sehr bemerkbar, welche ausser zur Erhitzung der Gebläseluft in Cowper'schen Apparaten zur Erzeugung des sämmtlichen, für den Hohofen-, den Giesserei- und den Bessemerstahlwerks-Betrieb erforderlichen Dampf in reichlichem Maasse genügen. Hierüber ist in den Berichten von Hrn. Schlink über Gebläsemaschinen, siehe „Glaser's Ann.", bereits Einiges mitgetheilt und muss hinzugefügt werden, dass die Verbrennung der Gase nach Beseitigung der Roste, also jetzt ohne Anwendung irgend welchen besondern Brennmaterials zum Anzünden derselben, eine wesentlich bessere und effectvollere ist, als vorher. Man hat zu dem Zwecke die Stirnwand der früheren Rostfeuerung zugemauert und unter der Sohle eine Kammer aus feuerfesten Steinen hergestellt, in welcher die Entzündung stattfindet und die Verbrennung soweit eingeleitet wird, dass dieselbe auch nach der Berührung mit den kalten Kesselwänden in lebhaftester Weise weitergeht, während die erforderliche Luft durch kleine Oeffnungen, die Poren und Risse des Mauerwerkes hinzutritt. Für Kessel mit innerem Flammrohren wird dasselbe ebenfalls angewendet und die brennenden Gase in grossen, gusseisernen Krümmern, welche innen feuerfest ausgemauert sind, den Flammrohren zugeführt.

Die Hohöfen, von denen zeitweise nur drei in Betrieb sind, ohne dass dadurch in dem Verhältnisse des Dampferzeugnisses zur Dampfproduction eine bedeutende Aenderung bedingt würde, erzeugen ca. $^3/_5$ Bessemer- und $^1/_5$ Giesserei-Eisen; Ersteres wird nur in directem Betriebe convertert und der hier, sowie in den Flammöfen gewonnene Stahl fast ausschliesslich zur Schienenfabrikation verwendet.

In dem Walzwerke ist vornehmlich eine Dampfmaschine beachtenswerth, welche bei einem Cylinderdurchmesser von $1025^{mm}$, einem Hub von $1350^{mm}$, einer Dampfspannung von 4 Atm., $^1/_3$ Füllung und 60 Touren pro Minute eine Depression im Condensator von 70 cm Quecksilber ergiebt. Die Kolbenstenerung hat innen liegende Expansionsschieber mit doppelten Canälen, Liderungsringen von Metall und aussen liegenden Schrauben zum Anstellen. Es werden aus Doppelblöcken in zwei Hitzen auf einem Vortrio und Fertigduo ca. 400 Schienen pro Schicht gewalzt.

Ferner ist noch die hier in grossem Maassstabe zur Ausführung gebrachte Anwendung von Wasserrohrkesseln, System Belleville, bemerkenswerth, deren je einer von $40^{qm}$ hinter acht Puddelöfen im Betriebe ist, die eine um das doppelte vermehrte Dampfproduction gegenüber den glatten, stehenden Kesseln ergeben. R. M. D.

## Schiffbau.

**Die Yacht „Livadia"** (Engng. vom 9. Juli 1880, S. 39.) Am 7. Juli d. J. ging auf der Schiffswerft von Elder & Co. in Glasgow ein Schiff vom Stapel, welches bestimmt sein soll, eine vollständige Revolution im Schiffbau hervorzurufen. Schon seit Monaten las man in den Zeitungen über die ganz ungewöhnlichen Verhältnisse desselben; jedoch erst durch einen kürzlich im dortigen Ingenieurverreine gehaltenen Vortrag wurde Genaueres über dieses Schiff bekannt. Indem wir die nachstehende allgemeine Skizze jenem Vortrage entnehmen, hoffen wir, dass es fernerhin möglich sein wird, über die Detailconstructionen und Betriebsresultate Weiteres berichten zu können.

Nachdem vor zwei Jahren die Yacht des russischen Kaisers gescheitert war, erhielt der Admiral Popoff Auftrag, Pläne für eine neue Yacht auszuarbeiten. Als Hauptbedingungen wurden hierbei festgesetzt, dass mit der Yacht bei

Digitized by Google

grösstmöglichem Widerstande gegen Rollbewegung eine Fahrgeschwindigkeit zu erreichen sein müsse, welche mindestens gleich derjenigen der gescheiterten Yacht (26$^{km}$ pro Stunde), dass ferner die grösstmögliche Sicherheit gegen Schiffbruch und schliesslich auch grösster Comfort vorhanden sein müsse.

Die erste Bedingung glaubte Popoff nur durch ungewöhnlich grosse Breite erreichen zu können. Da aber hierdurch die zweite der gestellten Bedingungen, grosse Geschwindigkeit, im entgegengesetzten Sinne beeinflusst wurde, so handelte es sich für ihn zunächst darum, durch Versuche mit Modellen festzustellen, wie beide Bedingungen gleichzeitig zu erfüllen sein würden. Hierbei kamen ihm die Erfahrungen zu statten, welche mit den von ihm früher schon erbauten sogenannten Circularschiffen gemacht worden waren, deren Breite und Länge 36,58$^{m}$ bei einem Tiefgange von 3,36$^{m}$ beträgt. Man beobachtete bei einem dieser Schiffe 9 Schwingungen pro Minute und 3 Grad Ausschlag nach jeder Seite, während gleichzeitig ein Schiff gewöhnlicher Form 20 Schwingungen pro Minute bei 36 Grad Ausschlag nach jeder Seite zeigte. Der Widerstand gegen Fortbewegung ist aber bei diesen Circularschiffen ganz enorm und wird für 10$^{km}$ Geschwindigkeit zu 10$^{t}$, für 22$^{km}$ zu 50$^{t}$ angegeben. Nach der Stromlinientheorie darf dieser Widerstand nicht in der Breite allein, sondern er muss auch in dem Verhältniss zwischen Länge und Tiefgang gesucht werden, und es kann keinem Zweifel unterliegen, dass ein Schiff von gleichem Deplacement aber nur halb so grossem Tiefgange selbst bei noch grösserer Breite geringeren Widerstand verursachen muss, sobald es nur in allen verticalen Längsschnitten recht schlank geformt wird. Bei einem so breiten Schiffe darf aber wiederum die Länge nicht allzugross werden, weil hierdurch auch die Oberfläche und mit dieser der Reibungswiderstand vergrössert wird. Durch vielfache Versuche mit Modellen der verschiedensten Grösse und Form gelangte Popoff schliesslich zu den Hauptdimensionen, in denen die Yacht ausgeführt wurde. Es beträgt die Länge 71,63$^{m}$, die Breite 46,63$^{m}$ und der Tiefgang 1,98$^{m}$. Die Versuche ergaben, dass der Gesammtwiderstand gegen Fortbewegung bei 10$^{km}$ Geschwindigkeit 6$^{t}$, bei 22$^{km}$ 30$^{t}$ und bei 26$^{km}$ 45$^{t}$ betragen müsse. Wenn daher die effective, dem Schiffskörper widerstehende äussere Arbeit zu etwa 40 pCt. der gleichzeitig von der Maschinerie ausgeübten Indicatorarbeit angenommen wurde, so musste für 26$^{km}$ Fahrgeschwindigkeit diese Maschinerie eine Leistungsfähigkeit von über 10500 indicirten Pferdestärken gegeben werden. Da die Yacht nur etwa 4000$^{t}$ Deplacement hat, so wäre der nach der alten englischen Admiralitätsformel ermittelte Widerstandscoefficient, also auch die Geschwindigkeit im Verhältniss zur Maschinenleistung, sehr gering. Die Oceandampfer gewöhnlicher Form erfordern bei gleicher Geschwindigkeit, gleichem Deplacement und gleicher Völligkeit kaum 40 pCt. der oben genannten Indicatorleistung. Für ein solches beträchtliches Mehr an Maschinenkraft und Kohlenverbrauch würde die geringe Rollbewegung erkauft sein. Wie eine ungeheure Steinhutte wird dieser Schiffskörper auf dem Wasser liegen und seine grösste Horizontalausdehnung ringsum an der Wasseroberfläche haben, so dass er beim Gange in bewegter See die Wellen horizontal spaltet und die Wellenkämme zwingt, sich über seinen abgerundeten Rücken hinweg machtlos zu verlaufen.

Die dritte Bedingung, welche die Yacht erfüllen sollte, grösstmögliche Sicherheit gegen Schiffbruch, war bei der adoptirten Grundform leichter zu erreichen als bei Schiffen gewöhnlicher Bauart. Zwei verticale Schottwände laufen ziemlich parallel mit dem Umfange der obersten Wasserlinie im Schiff ringsum und sind durch verticale Querschotten unter sich, sowie mit dem Aussenbord verbunden. Hierdurch wurden zwei Reihen wasserdichter Zellen erhalten, welche bei einer etwaigen Collision das Eindringen des Wassers in den inneren Schiffsraum verhindern. Der letztere selbst aber wurde mit einem, in 1,42$^{m}$ Höhe über dem eigentlichen Boden liegenden zweiten Boden versehen und der Zwischenraum zwischen beiden Böden durch verticale Wände in eine grosse Zahl wasserdichter Zellen getheilt, so dass bei etwaigem Stranden des Schiffes und Leckwerden des Bodens nur einige der Zellen sich mit Wasser füllen können, der innere Schiffsraum aber intact bleibt. Mehrere längs- und querschiffs sowie radial eingelaute und bis an den Rücken hinaufreichende Schottwände bilden mit den Bodenzellen, den Zellen am Umfange und dem Rücken des eigentlichen Schiffskörpers ein kräftiges Gerippe, welches den bedeutenden äusseren und inneren Beanspruchungen hinreichenden Widerstand entgegensetzen wird und dies um so mehr, als dieser ganze Körper aus Stahl hergestellt ist. Im Inneren dieses Schiffskörpers ist die Maschinerie gelagert. Dieselbe besteht aus acht, in einer Reihe querschiffs aufgestellten Kesseln mit drei, im Querschnitt länglich runden Schornsteinen und drei vollständig unabhängig von einander wirkenden Maschinen, deren jede eine Schiffsschraube von 4,88$^{m}$ Durchmesser treibt. Die Wellenmittel der Schrauben liegen in einer nach hinten zu stark geneigten Ebene parallel in je 5,23$^{m}$ Abstand von einander, mit der mittleren Welle in der Symmetrieebene des Schiffes; die Neigung der Wellen nach hinten ist so bedeutend, dass etwa $^{2}/_{3}$ des Schraubendurchmessers unter den Schiffsboden zu liegen kommen, und es wird hierdurch erreicht, dass das Wasser besser zu den Schrauben gelangt, der Wirkungsgrad der letzteren also auch ein grösserer sein muss. Mit jeder der drei Maschinen sollen über 3500 Pferdestärken indicirt werden können. Die dreifache Maschinerie giebt dem Schiffe gleichzeitig eine vermehrte Sicherheit gegen Unfälle bei etwaigem Bruche des Steuers oder einer, selbst zweier Maschinen. Vier grosse Kohlenräume befinden sich zur Seite des Maschinenraumes und hinter dem Kesselraume, während vier kleinere Kohlenbunker unmittelbar vor den Kesseln liegen. Hier sind ausserdem noch zwei kleinere Kessel aufgestellt; diese dienen zum Betriebe von Hülfsdampfmaschinen, deren nicht weniger als 23 zu den verschiedensten Zwecken vorhanden sein sollen.

Die vierte der dem Erbauer gestellten Bedingungen, grösster Comfort, soll bei diesem Schiffe in einer Weise durchgeführt werden, wie es bisher im Schiffbau noch nie vorgekommen ist. Auf dem Rücken des Schiffskörpers ist ein, an jeder Seite etwa um 7$^{m}$ nach innen zurückspringender Ueberbau aufgesetzt, welcher vorn zu einem Theil die kaiserlichen Zimmer, zu unterst das Volksbad enthält, während hinten zu oberst die Zimmer für den Grossfürsten und den Capitän, darunter die Räume für das Gefolge und die Officiere angebracht sind. Die Ausrüstung ist so vollständig, wie es für ein Schiff nur denkbar ist, sowohl in Hinsicht auf grösste Bequemlichkeit, als auch auf grösstmögliche Sicherheit. Die Galeere, welche sich auf dem Rücken um den zurückspringenden Ueberbau herumzieht, enthält alle die für jedes Schiff erforderlichen Ausrüstungsgegenstände als Anker, Ketten, Taue, Poller, Davits, Böte, eine Dampfbarkasse, Brücken zum Besteigen des Schiffes und des Ueberbaues u. dgl. m.

Viele knüpfen an dieses Wunder der Schiffbaukunst die kühnsten Erwartungen: Seekrankheit, Schiffbruch bei Collision oder Strandung, Unfälle bei Stürmen und sonstige mit Seereisen verbundene Widerwärtigkeiten und Gefahren sollen hinfort fast zu den Unmöglichkeiten gehören. Andere wiederum schütteln die Köpfe und zweifeln an dem Gelingen eines so kostspieligen Experimentes.

Unwillkürlich drängt sich uns hier die Frage auf, ob auch die Binnenschifffahrt von Popoff's Idee Nutzen zu ziehen vermag. Wir haben manche regulirte Wasserstrasse von constant genügender Fahrtiefe, um die Schifffahrt auf derselben mit Schraubendampfern betreiben zu können. Bei solchen, mit ihren tiefsten Punkte nur wenige Decimeter über der Sohle der Wasserstrasse liegenden Fahrzeugen ist aber der Widerstand gegen Fortbewegung ein viel grösserer, als wenn dieselben in einem Wasser von beispielsweise doppelter Tiefe laufen. Bei der Construction dieser Dampfer ist das bisherige Princip verfolgt, das Wasser schlank keilförmig in verticaler Richtung zu spalten und an den Seiten des Schiffes vorbeilaufen zu lassen. Ist nun die Fahrrinne ausserdem noch eine nicht sehr ausgebreitete, so wird das Wasser vor dem Schiff hergeschoben, es staut sich auf vor dem Bug und erzeugt einen Widerstand, welcher oft viele Mal grösser ist, als der Widerstand desselben Schiffes bei gleicher Geschwindigkeit in tiefem, ausgebreitetem Wasser. Hier würde ein, nach dem Princip der „Livadia" erbautes Schiff mit einem Tiefgange von höchstens der halben Fahrwassertiefe bei entsprechender Verbreiterung wahrscheinlich in vielen Fällen einen geringeren Widerstand ergeben; die mit dem Schiffe fortschreitende Bugwelle

Digitized by Google

würde bedeutend reducirt werden, hierdurch eine geringere Beschädigung der Ufer als sonst eintreten, und es würde dort, wo mit Rücksicht auf letzteren Umstand obrigkeitlicherseits eine gewisse Maximalgeschwindigkeit vorgeschrieben ist, dieselbe jedenfalls nicht unwesentlich überschritten werden dürfen, ohne einen schädlichen Einfluss auf die Ufer auszuüben. E. De.

# Kleinere Mittheilungen.

## Corlissapparat, Expansions-, Regulir- und Absperr-Apparat mit Corlissmechanismus.

Patent Proell.

Von Dr. R. Proell in Dresden.

Der im Jahrgang 1879, S. 385, der Vereinszeitschrift erschienene Artikel über den Expansions-, Regulir- und Absperr-Apparat mit Corlissmechanismus, Patent Proell, stellte die Construction dar, welche Dr. Proell in seinem Vortrage auf der XIX. Hauptversammlung in München zuerst an die Oeffentlichkeit brachte (vergl. das in No. 42 der Wochenschrift, Jahrgang 1878, enthaltene Referat). Es hat sich seitdem eine verbesserte und vereinfachte Construction des Apparates herausgebildet, von der wir hier nachfolgend Beschreibung und Abbildung geben.

Für die durch die Lectüre des gedachten Artikels nicht orientirten Leser wiederholen wir, dass durch den Apparat, den wir kurz „Corlissapparat“ nennen, eine Umänderung von Schiebermaschinen in Maschinen mit Präcisionssteuerung und automatischer Beeinflussung der Expansion durch den Regulator bezweckt wird. Diese Umänderung kann in kürzester Zeit vorgenommen werden.

Wie Fig. 1 zeigt, bedarf es, nachdem der Apparat auf dem Schieberkasten der Maschine befestigt und das Dampfzuleitungsrohr angeschlossen ist, nur der Verbindung des Steuerhebels am Apparat mit dem Excenter der Kurbelwelle durch geeignetes Hebelwerk und eventuell der Einsetzung eines Füllstückes in den Schieberkasten, um die Umänderung zu vollziehen. Der Corlissapparat enthält Alles in sich, was zur Bewegung des Expansionsventils, zur exacten Regulirung der Maschine und zum Abstellen und Anlassen derselben gehört.

Die Verbesserung betrifft hauptsächlich den Auslösemechanismus und entspringt dem Wunsche, dem Apparate eine möglichst gedrungene Gestalt zu geben und die mit der Zeit eintretenden Abnutzungen am Auslösungskeil und an den Stahlnasen zu beseitigen.

Das Princip des Apparates und seine in dem genannten Aufsatze der Vereins-Zeitschrift enthaltene Theorie werden durch die getroffenen Aenderungen indess nicht berührt.

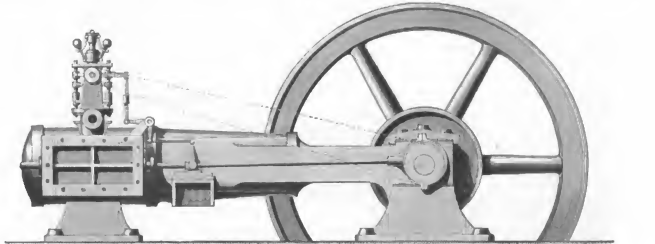
An den Nüssen (siehe Fig. 2) sind wie früher zwei Corlissklinken $K_1$ und $K_2$ drehbar befestigt. Jede Klinke stützt sich auf einen horizontalen Bolzen $o$, der in die Hängeschienen $l$ der Regulirstange eingesetzt ist. Die Gleitstücke $B_1$ und $B_2$ sind mit Stahlnasen armirt, welche den von den Klinken empfangenen Excenterdruck genau wie früher auf das Ventil übertragen.

Die Bewegung der Klinken und ihre Auslösung durch den Regulator geschieht nun in folgender Weise: Wir nehmen an, der Zapfen $A$ des Steuerhebels stehe in Verbindung mit dem Excenter des Grundschiebers. Dann nimmt der Apparat genau seine mittlere abgebildete Lage ein, wenn der Grundschieber in seiner mittleren Stellung, also die Kurbel um den Voreilungswinkel $\delta^0$ unter der Horizontalen steht und das Bestreben hat, sich in diese hinein zu bewegen (vergl. Fig. 1). In dieser Stellung ist ungefähr 1 mm Spielraum zwischen den Stahlnasen der Klinken und denjenigen der Gleitstücke. Wenn sich nun die Kurbel im gedachten Sinne weiter bewegt, so möge der Steuerhebel die linke Führungssäule $F_1$ abwärts drücken; infolge dessen bewegt sich auch der Drehpunkt der Klinke $K_1$ in einer Verticalen abwärts. Der in Schwebe befindliche Regulator stützt durch den Bolzen $o_1$ das eine Ende der Klinke, es muss sich somit das andere Ende derselben, welches die Stahlnase trägt, nahezu in einem Bogen um den Zapfen $o_1$ drehen. Hierbei wird nun das Gleitstück $B_1$ wie früher abwärts gedrückt und das Ventil gehoben, bis die Nasen über einander weggeglitten sind. Dann treten die Spiralfedern $f_1$ und $f_2$ in Wirksamkeit und veranlassen den Schluss des Ventils. Die Auslösung erfolgt in dem Moment, wo der Bogen aus dem Bereich der verticalen Stützlinie der Nase $s_1$ tritt. Die Lage des Bogens ist dagegen von der Höhenlage des Stützpunktes $o_1$ abhängig. Steigt der Regulator infolge von Geschwindigkeitszunahme, so verlegt er den Stützpunkt $o_1$ nach oben und dadurch den Bogen näher an die Kante der Stahlnase $s_1$ des Gleitstückes $B_1$. Dadurch erfolgt die Auslösung früher, und es wird geringere Füllung gegeben.

Der Vorgang auf der linken Seite behindert den auf der rechten Seite nicht im Geringsten, da sich hier die Stahlnasen von einander entfernen.

Wenn die linke Führungssäule ihren tiefsten Stand erreicht hat und nun die Aufwärtsbewegung beginnt, so hat die Stahlnase der Klinke $K_1$ das Bestreben, sich in demselben Bogen wieder zurückzubewegen. Dies thut sie auch ungehindert während der Auslösungsperiode, bis sie durch die verticale Fläche der Stahlnase aufgehalten wird. Da nun die Kante der Stahlnase dieselbe verticale Führung erhält, wie der Drehpunkt der Klinke, so müssen sich auch sämmtliche Punkte der Klinke vertical aufwärts bewegen und es muss das horizontale Ende der Klinke sich vom Bolzen $o_1$ losheben (daher der Schlitz in

Fig. 1





Digitized by Google

der Klinke). Gelangt nun der Steuerhebel $A$ in seine mittlere Lage, so fällt die Klinke $K_1$ wieder auf den Bolzen $o_1$ zurück, der Anfangszustand ist wieder erreicht, und der ganze beschriebene Vorgang spielt sich nunmehr auf der anderen Seite ab.

Die Absperrung geschieht durch Anheben der Klinken mittelst eines am Gestell des Apparates gelagerten Winkelhebels $d_1$ (Fig. 3), welcher von aussen durch ein Handrad $H_1$ umgelegt werden kann. Sobald die Nasen der Klinken durch den Hebel $d_1$ soweit gehoben werden, dass keine Berührung der Stahlnasen bei $s_1$ mehr erfolgen kann, so bleibt das Expansionsventil permanent unter Dampfdruck geschlossen, dasselbe wird zum Absperrventil der Maschine, und letztere kann also auf diese Weise arretirt werden.

Fig. 2

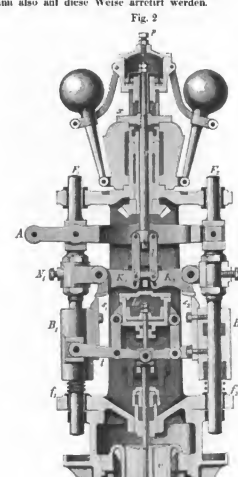
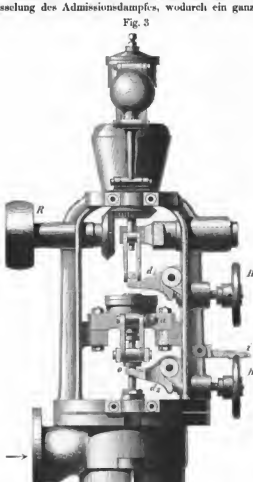


Fig. 3



Der in dem genannten Artikel der Vereins-Zeitschrift erwähnte Luftcataract im Kopfe des Regulators ist bei den neueren Apparaten durch einen Oelcataract ersetzt, wie Fig. 2 zeigt, um die denkbar vollkommenste Regulirung herbeizuführen. Das Oel befindet sich in einer Rinne des Behälters $z$, in welche ein glockenartig geformter Kolben mit abgerundeten Rändern hineingetaucht ist, der durch die Traverse auf der Urne direct gehoben und gesenkt wird. Der Regulator ist dadurch von dem Rückdruck der Klinken befreit, indem bei dem plötzlichen Auftreten desselben das Oel einen plötzlichen Ausschlag des Regulators verhindert.

Noch eine andere Einrichtung am Apparat ist einer besonderen Erwähnung werth:

Man hat vielfach Gelegenheit, bei Ventilsteuerungen mit Auslösevorrichtung, bei welchen das Ventil bei erfolgter Auslösung durch Federkraft in seinen Sitz geschlagen wird, zu beobachten, dass der Luftpuffer nur bis zu einem gewissen Grade den Ventilschlag elastisch macht, insbesondere, wenn der Ventilhub ein entsprechend grosser ist, so dass die Luft unter dem Kolben genügend comprimirt werden kann.

Bei kleinen Ventilerhebungen, entsprechend einem hohen Stande des Regulators, wirkt dagegen der Luftpuffer nicht mehr genügend. Es kann sich unter dem Kolben nicht mehr genug Luft ansammeln und die Verdichtung derselben während der Schlussperiode des Ventils ist zu gering. Infolge dessen und namentlich durch die im letzten Moment auftretende Drosselung des Admissionsdampfes, wodurch ein ganz bedeutender Druck auf die nicht entlastete Projectionsfläche des Ventils entsteht, wird der Ventilschlag ziemlich heftig. Um nun die Wirkung des Dampfüberdruckes zu compensiren, und diejenige des Luftpuffers zu vervollständigen, ist der Anlasshebel $d_2$, siehe Fig. 3, mit einer starken Blattfeder armirt, welcher von aussen durch das Handrad $H_2$ eine ganz bestimmte Spannung gegen den Kopf $o$ der Ventilstange ertheilt werden kann. Indem nun der Kopf $o$ auf diese Prallfeder fällt, nimmt diese den Dampfüberdruck zum grossen Theil auf und veranlasst ein stossfreies, wenig Geräusch verursachendes und dennoch dampfdichtes Aufsetzen des Ventils. Die am Gestell des Apparates drehbar befestigte Klinke $i$ fixirt durch eine Kerbe genau diejenige Stellung des Handrades, die der zweckmässigsten Spannung und Durchbiegung

Digitized by Google

der Feder bei geschlossenem Ventil entspricht. Es ist ersichtlich, dass nach Ausheben der Klinke $i$ mit dem Handrade $H_2$ wie früher das Ventil künstlich behufs Anlassen der Maschine angehoben werden kann.

Vergleicht man nun die vorliegende Construction mit der älteren, so ergeben sich folgende Vortheile:

1) Ausserordentlich geringer Hub des Regulators, der nur zwischen 8 und 20$^{mm}$ schwankt; infolge dessen auch eine ausserordentlich grosse Empfindlichkeit und Schnelligkeit in der Regulirung.

2) Wegfall jeder Abnutzung im Auslösungsmechanismus.

3) Breites Aufsetzen der Stahlnasen, so dass selbst nach mehrjähriger Thätigkeit eine störende Abnutzung derselben nicht zu befürchten ist.

4) Gänzlicher Wegfall der leicht verletzbaren Federn auf den Corlisklinken.

5) Wesentlich geringere Constructionshöhe, infolge dessen der Apparat eine sehr gedrungene Gestalt annimmt.

6) Möglichkeit, mit dem Apparat durch Anwendung eines zweiten Excenters bis 0,6 Füllung zu geben.

7) Brauchbarkeit des Apparates für schnell gehende Maschinen.

8) Elastisches Aufsetzen des Ventils.

Bezüglich der Punkte 6 und 7 weisen wir darauf hin, dass beim Antrieb des Apparates durch ein zweites Excenter der Anhub des Ventils bereits oberhalb der mittleren Lage des Hebels beginnt.

Der so wesentlich reducirte Hub der Führungssäulen und der geringe Ausschlag der Klinken bringt eine grosse Ruhe in den Apparat. Letztere setzen mit geringer Geschwindigkeit auf und ihre Fähigkeit, schnell die zum Anhub des Ventils nöthige Lage einzunehmen, bringt es mit sich, dass der Apparat noch bei hoher Tourenzahl der Maschine, wie vorgenommene Versuche gezeigt haben, tadellos functionirt, sich also auch zur Verwendung an schnell gehenden Walzenzugmaschinen empfiehlt.

Welche Bedeutung die Präcisionssteuerung für Walzenzugmaschinen hat, ist übrigens in einem interessanten und in der Wochenschrift No. 38, 1879, abgedruckten Vortrage des Hrn. Civil-Ingenieur R. M. Daelen in Düsseldorf eingehend dargestellt worden; vergl. auch No. 36 (1879) der Wochenschrift.

Unter anderen hat kürzlich die Königin-Marienhütte in Cainsdorf bei Zwickau eine ihrer Walzenzugmaschinen von 70 Pferdest. und 40 Touren pro Minute, welche bislang ohne automatische Regulirung mit einfachem Vertheilungsschieber arbeitete und infolge dessen continuirlich einen Arbeiter zur Regulirung ihres Ganges durch Drosselung brauchte, mit einem Corlisapparat nach Patent Proell ausgerüstet und dadurch wesentliche Vortheile in Bezug auf Regulirung und ökonomische Dampfarbeit erzielt, wie abgenommene tadellose Diagramme bezeugen.

Ferner hat in Böhmen die Maschine des Hrn. Adalbert Prichsch in Lautschney bei Johannisberg, welche bisher ebenfalls ohne Expansion arbeitete, einen Proell'schen Corlissapparat erhalten. Die Umänderung der Maschine fand unter persönlicher Leitung des Hrn. Civil-Ingenieur Kotschmar aus Reichenberg i. B. statt, und hat derselbe durch abwechselndes Ein- und Ausrücken des Wasserrades, mit dem die Maschine zusammenarbeitet, und der Arbeitsmaschinen vorzügliche Regulirung der Maschine und genaue Einhaltung der Tourenzahl von 50 pro Minute constatirt.

In Bezug auf die constructive Ausführung ist zu erwähnen, dass die grösste Sorgfalt auf die Vermeidung von Abnutzungen gelegt ist. Der Steuerhebel $A$ umfasst (Fig. 1) mittelst breiter Gleitbacken die Führungssäulen $F$, ebenso ist dies mit den Schienen $t$ an den Gleitstücken $B$ der Fall. Der Apparat kann in leichtester Weise auseinandergenommen und wieder zusammengesetzt werden. Auch das Ventil ist nach Lösung der Deckelschrauben und Abheben des Obertheils in leichtester Weise zugänglich.

Das Eisenwerk Lauchhammer, Provinz Sachsen, hat die Specialfabrikation der Corlissapparate für Deutschland übernommen und fertigt dieselben in 15 Grössen für Dampfrohr-Durchmesser von 30—225$^{mm}$. Die Tourenzahl der Regulatoren liegt zwischen 165 und 120 pro Minute.

## Zur „Fabrikation der Stahlschienen von F. Braune“.

Mai-Heft dieses Jahrganges, S. 241.

Sehr geehrte Redaction! Da wir Deutsche hier in Amerika mit grossem Interesse unsere heimischen Fachjournale studiren, andererseits auch in solchen stets das Neueste finden und zu finden hoffen, bitten wir Sie, dem Verfasser des Artikels über Stahlschienenfabrikation, resp. spec. Kalibrirung. Mai-Heft S. 241, freundlichst mittheilen zu wollen, dass in der Veranlagung, wie Hr. Braune solche Ihren Lesern vorführte, vielleicht eine Abänderung gedacht werden könnte, wie solche z. B. in Königshütte (Oberschlesien) etc. durchgeführt ist.

Es scheint unzweifelhaft besser, das zweite Trio so zu denken, dass das vorletzte Kaliber Endkaliber sei, dass hingegen das sich sehr leicht ausarbeitende Fertigkaliber in ein besonderes Gerüst (850$^{mm}$ lang), als Duo ausgeführt und dreifach gelegt würde. Dies ermöglicht, erstens die Beibehaltung der sämmtlichen Vorkaliber ohne Auslegen noch Abdrehen; zweitens nach Ausarbeitung eines Fertigkalibers die Benutzung des zweiten, resp. dritten Fertigkalibers; drittens die nicht zu unterschätzende Herstellung niedrigerer Profile, z. B. statt 5 zölliger, solcher von 4½" Höhe mit demselben Vorkalibertrio und zwar durch Niederstauchen des Steges, welcher in gehobelter Führung vor den Walzen gegen seitliches Ausbiegen, resp. Brechen gehalten wird, sodann Einschiebung eines Vorkalibers und Fertigprofils im kurzen Duo; es würde auch in diesem Falle statt der drei langen Walzen nur dieses Duo zu ersetzen sein.

Ferner liessen sich die Kaliber des ersten Trio-Satzes (Vorwalztrio) sämmtlich offen denken; auch könnte das erste Stauchkaliber im zweiten Trio-Satz zwischen Mittelwalze und Unterwalze so construirt werden, dass zwischen beiden Stauchkalibern ein liegendes eingeschoben wäre.

Sodann lässt sich mit Vermeidung der blinden Kaliber, Beibehaltung der Achsenentfernung gleich Getriebtheilkreis, die Vernalagung des zweiten Trios so denken, dass

1) die Abstreifer statt hängend, liegend (oben);

2) nur die Mittelwalze voll:

3) Oberwalze und Unterwalze auf einer Seite, d. i. halb ausgeführt sind, und zwar nur wenig stärker als die Spindel, indem man die Mittelwalze einmal als Oberwalze (stärkere) für die untere, und einmal als Unterwalze (schwächere) für die obere benutzt.

Hierbei kann man allerdings nicht die obere mit der unteren vertauschen, hat aber dafür an Kosten für Material wie Dreherlohn erspart, auch leicht zu handhabende Walzen, deren Nachtheil, nicht vertauscht werden zu können, bei voll eingedrehten Reservekalibern gering ist, weil meist von dem Vertauschen nicht Gebrauch gemacht wird, da die Mittelwalze als am meisten leidende stets zuerst erneuert werden muss.

Bessemer Steel works, Albany und Rensselaer Iron and Steel Co.

Troy N. Y., den 6. Juni 1880. G. Lincke.

Geehrte Redaction! Sie hatten die Güte, mir, dem Wunsche des Absenders entsprechend, das Schreiben des Hrn. Lincke in Troy N. Y. (V. St. A.) zur Kenntnissnahme zu übersenden. Ich erlaube mir, auf dasselbe Folgendes zu erwidern:

Die Kaliberanordnung, wie sie Hr. Lincke beschreibt, ist uns in Rheinland-Westfalen nicht neu; sie wird auch, wo es am Platze ist, z. B. bei einander ähnlichen Façoneisen-Profilen angewandt, nicht aber, so viel mir bekannt, bei der Massen-Stahlschienen-Fabrikation, bei welcher man so scharfe Abnahme-Bedingungen zu erfüllen hat. Es dürfte schwer sein, mit jener Kaliberanordnung auf die Dauer Schienen mit nur ± 1½ pCt. Gewichtstoleranz zu walzen; Façoneisen freilich wird von den Hütten mit ± 6 pCt. Gewichtstoleranz geliefert.

Wenn zwei Fertigkaliber nach einander soweit abgenutzt sind, dass das Profil der Schienen ungenau und das Gewicht zu gross wird, so sind die vorhergehenden Kaliber 2, 3, 4 etc. der Fertigwalze ebenfalls so weit verschlissen, dass man aus Kaliber 2 nicht mehr in ein neues Fertigkaliber stecken kann, ohne wegen zu geringer Breitung starke Walzenhe, oder eventuell wegen zu grosser Ungleichheit der Drucke auf Kopf und Fuss einerseits und Steg andererseits (bei 10$^{mm}$ Stegdicke)

Digitized by Google

einen welligen Steg zu bekommen. Man wird sich dadurch helfen können, dass man die Breitung im 3. und 4. Fertigkaliber des kurzen Duos immer ein wenig grösser macht; die Schienen würden dann im Verlaufe der Lieferung immer höher werden, was sich unsere deutschen Eisenbahnen wohl nicht gefallen lassen würden. Die misslichen Druckverhältnisse bleiben indessen immer bestehen, wenn das Trio nicht nachgedreht wird, selbst wenn die Walzen angestellt werden; kurzum die Walzarbeit wird eine sehr ungenaue sein. Noch besser würde es sein, wenn man in das fertige Duo unter allen Umständen mehrere gleiche Stauchkaliber mit Stegführung und mehrere gleiche Flachkaliber 2 einbrechen und entsprechend den neuen Fertigkalibern in Benutzung nehmen würde. Bei dieser Anordnung bekommt man aber vier Passagen des Stabes mehr, was bei grossen Lieferungen viel mehr kostet, als ein ganz neues Fertigtrio nach der gewöhnlichen Anordnung.

Hr. Lincke scheint viel Werth auf Walzenersparniss zu legen; er wird seinen Zweck aber nur entweder auf Kosten der Güte des Fabrikats oder der Billigkeit der Fabrikation erreichen. Für Façoneisen der (I. ⊥ ⊏ etc.) ist dieses Princip vollständig richtig, weil hier die Lieferungsposten verhältnissmässig klein sind. Bei Stahlschienen-Lieferungen von mehreren tausend Tonnen, wo man von vornherein mehrere complete Fertig-Trios (seltener Vortrios) des Verschleisses und möglichen Bruches wegen anfertigen muss, wird es sich sicher nicht empfehlen; von den Unannehmlichkeiten des dritten Gerüstes im Walzenzuge mit seinen Zapfen, Lagern und Ständern etc. ganz zu schweigen.

Bei solchen grossen Lieferungen wird man eine Kaliber ohne Rücksicht auf die einmaligen Anschaffungskosten der Walzen so anordnen, dass man vortheilhaft und gut fabricirt.

Unter diesem Gesichtspunkte ist die von mir veröffentlichte Kaliberanordnung entworfen.

Burbach b. Saarbrücken, Juli 1880. **Branne.**

# Literarisches.

**Ueber den Schiffswiderstand** von Rauchfuss. Berlin, 1880. Mittler & Sohn. Besonderer Abdruck aus dem Beiheft No. 28 zum Marineverordnungsblatt.

Von allen mit dem Schiffbau verbundenen Gegenständen ist unzweifelhaft der Widerstand der Schiffe gegen Fortbewegung derjenige, welcher am meisten in Geheimnisse gehüllt ist und am hartnäckigsten den rastlosen Bemühungen so vieler tüchtigen Forscher getrotzt hat, so dass bis in die allerneueste Zeit die Ansichten über die, diesen Widerstand regelnden Gesetze völlig unklare, zum Theil sogar ganz irrige waren. Erst den bahnbrechenden Untersuchungen Froude's war es vorbehalten, die Ansichten hierüber zu klären und den Weg zu zeigen, auf welchem allein die richtige Erkenntniss dieser Gesetze möglich erscheint. Froude's Bericht an die englische Admiralität über die Widerstandsversuche mit dem „Greyhound" kann als die Grundlage aller weiteren Forschungen betrachtet werden, und ist das in diesem Berichte niedergelegte Material geeignet, noch oft einen dankbaren Vorwurf für theoretische Studien zu bilden. Auch die vorliegende Schrift fusst auf diesem Materiale und entstand aus Vergleichen der Probefahrtsresultate verschiedener anderer Schiffe mit den Widerstandsresultaten des „Greyhound".

Der Verfasser findet für eine neue Fortbewegung eines Schiffes erforderliche effective Arbeit einen Ausdruck von der Form

$$N_e = a\,O\,v^{4,65} + b\,A\,v^3 + c\,\Sigma_1\,v^3 + d\,\Sigma_2\,v^3,$$

in welchem $N_e$ die effective Arbeit für die Geschwindigkeit $v$, $O$ die benetzte Oberfläche, $A$ die Fläche des Luftwiderstandes und $\Sigma_1$ sowie $\Sigma_2$ von der Schiffsform abhängige Werthe bedeuten, $a$, $b$, $c$ und $d$ dagegen Constante sind, deren Werthe aus den Resultaten mit dem „Greyhound" abgeleitet wurden.

Während in diesem Ausdrucke der erste Summand die ganze zur Ueberwindung des Reibungswiderstandes erforderliche Arbeit enthält und in dieser Form bereits durch Froude festgestellt worden ist, giebt der zweite Summand die Arbeit an, welche dem Luftwiderstande entspricht. Dieser Luftwiderstand wird, besonders bei getakelten Schiffen, sich jeder genaueren Ermittelung entziehen, und kann der hierfür aufgestellte Ausdruck nur als eine für den einzelnen Fall mehr oder weniger zutreffende Schätzung betrachtet werden. Das wesentlich Neue der vom Verfasser gegebenen Widerstandsformel bilden der dritte und vierte Summand derselben, welche den Wellen und Wirbel erzeugenden, sowie den Stauwasser-Widerstand enthalten und auf Grund der neueren Stromlinientheorie entwickelt sind. Diese Widerstände werden ausser von der Geschwindigkeit nur von der Schiffsform, nicht aber auch von der Schiffsgrösse abhängig gemacht, indem der Werth von $\Sigma_1$ nur die Richtung der Stromfäden, $\Sigma_2$ aber nur die Form der obersten Wasserlinie berücksichtigt. Am Schlusse der Abhandlung ist eine Tabelle gegeben, welche für eine Reihe von Schiffen die vier verschiedenen Summanden enthält, und aus welcher hervorgeht, dass die resultirende gesammte Arbeit mit überraschender Genauigkeit der durch die Probefahrten ermittelten entspricht.

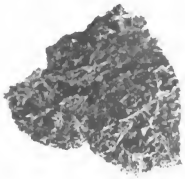
Indem wir dieses lehrreiche Schriftchen allen Fachgenossen dringend zum Studium empfehlen, können wir nicht umhin, aufmerksam zu machen auf die grosse Lücke, welche unsere Literatur in dem hier vorliegenden Gegenstande noch aufweist. Nach des Verfassers eigener Ansicht kann die Lücke durch die veröffentlichte Arbeit nur zum Theil ausgefüllt werden; denn die gegebene Widerstandsformel ist nur passend für solche Schiffe, welche nicht wesentlich von den allgemein gebräuchlichen Formen abweichen, also für gut geformte Seeschiffe. Diese Achnlichkeit der Formen wird auch die Ursache sein, dass die nach des Verfassers Methode ermittelten Werthe von $\Sigma_1$ und $\Sigma_2$ bei den in der Tabelle gegebenen, sowie bei einigen anderen von uns auf gleiche Art untersuchten Schiffen eine so gute Uebereinstimmung mit den Probefahrtsresultaten zeigen. Die nach des Verfassers Anleitung erhaltenen Werthe von $\Sigma_1$ und $\Sigma_2$ sind für ein gegebenes Schiff von gegebenem Tiefgange constant bei jeder Geschwindigkeit, indem die oberste Schwimmfläche als Horizontale gedacht wird. In Wirklichkeit wird aber diese Fläche um so convexer gegen die Horizontale sich krümmen, je höher die Geschwindigkeit ist. Auch die Annahme, dass die Schwimmfläche als oberste Stromlinie zu betrachten ist, wird nur bei den hier in das Auge gefassten Schiffen nahezu der Wirklichkeit entsprechen. Ganz anders wird es sich aber gestalten, wenn Schiffsgefässe untersucht werden, welche grosse Völligkeiten in allen Horizontalschnitten aufweisen. Wir erwähnen hier nur an die flachgehenden Heckraddampfer der amerikanischen Flüsse. Wollte man bei diesen die Schwimmfläche als oberste Stromlinie ansehen und unter dieser Voraussetzung nach den Angaben des Verfassers die Werthe von $\Sigma_1$ und $\Sigma_2$ construiren, so würde man höchstwahrscheinlich zu einer Widerstandarbeit gelangen, welche viel höher erscheint, als sie sich in Wahrheit stellt. Hier würden also die Stromlinien auf andere Weise zu construiren sein und werden jedenfalls mehr übereinstimmen mit Curven, welche den Längsnähten der Aussenhaut folgen, also im Spantenrisse die oberste Wasserlinie schneiden.

Schliesslich glauben wir noch hervorheben zu müssen, dass alle bis jetzt ermittelten Widerstandsformeln sich nur auf ausgebreitetes, tiefes Wasser beziehen. Wenn wir nun vorläufig ausgebreitetes Wasser auch in neuen, noch aufzustellenden Formeln möchten vorausgesetzt wissen, so halten wir es doch für sehr wünschenswerth, dass auch dem sich von Jahr zu Jahr steigernden Verkehre auf den Binnenwasserstrassen eine grössere Aufmerksamkeit geschenkt und für diesen Widerstandsformeln construirt würden, welche auch die Wassertiefe berücksichtigen. Erspriessliches würde hierin aber nur dann zu erreichen sein, wenn von den Schiffbauanstalten und Schifffahrtsgesellschaften die mit neuen Schiffen erzielten Probefahrtsresultate in Fachblättern regelmässig veröffentlicht würden, wie dies zum Theil in England schon längst geschieht.

E. De.

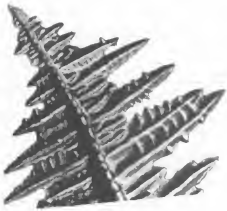
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google



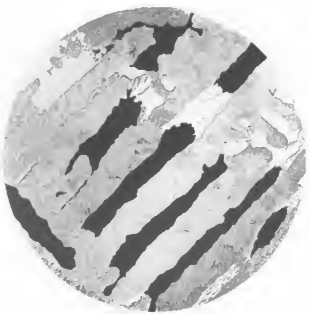
3:1.
Fig. 1. Tannenbaumförmige Krystalle nach der Photographie

75:1.
Fig. 2. Tannenbaumförmiges Krystall.

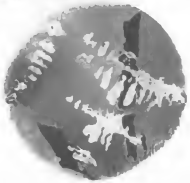


35:1.
Fig. 3. Tannenbaumförmiges Krystall.

25:1.
Fig. 4. Tannenbaumförmiges Krystall, durchdrungen von Spiegeleisen-krystallen. Schliff.



100:1.
Fig. 5. Tannenbaumförmiges Krystall, durchdrungen von Spiegeleisen-Krystallen. Schliff

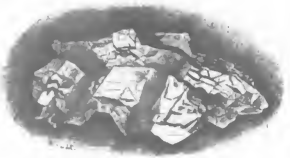


25:1.
Fig. 6. Tannenbaumförmiges Krystall, durchdrungen von einem Spiegeleisen-Krystall. Schliff.

Digitized by Google

100:1.

Fig 8. Hartguss, abgeschreckter Theil. Schliff parallel zur Splitterrichtung.

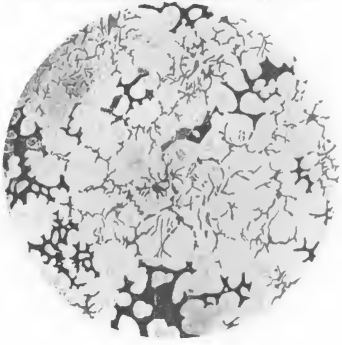


230:1.

Fig. 10. Graphitblätter.

150:1.

Fig. 11. Resome III. Schliff



100:1.

Fig. 9. Hartguss, weicher Kern. Schliff.

25:1.

Fig 7. Tannenbaumförmiges Krystall. Schliff

# A. MARTENS

**Ueber das mikroskopische Gefüge und die Krystallisation des grauen Roheisens.**

...otyp. Instituts, R. Prager.

Digitized by Google

## A. Martens:

**Ueber das mikroskopische Gefüge und die Kristallisationen des Roheisens.**

Mikroskop
für die Untersuchung von Metallen.

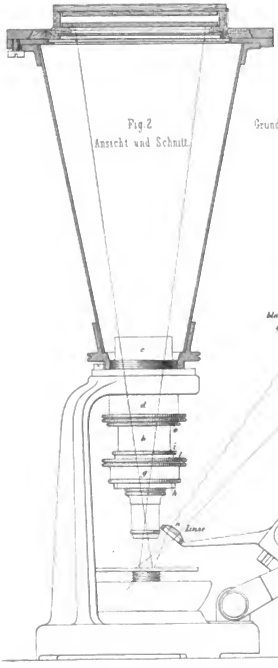



Fig. 2
Ansicht und Schnitt.

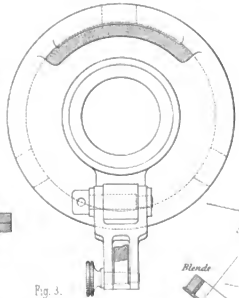


Fig. 3.
Grundriss und Schnitt AB
½ nat Gr

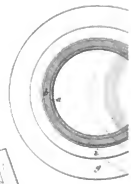


Fig. 4
Schnitt CD nat

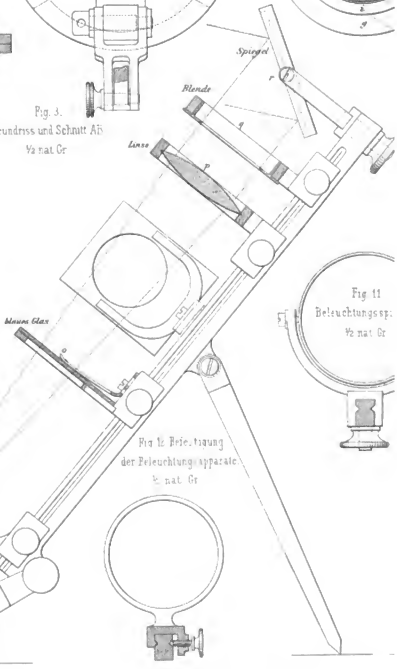



Fig. 1 Beleuchtungsap.
½ nat Gr

Fig. 1. Beleuchtung
der Beleuchtungsapparate
½ nat Gr



Digitized by Google

Gr

Fig 5
Schnitt EF. nat. Gr.

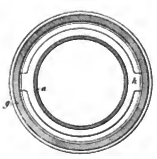
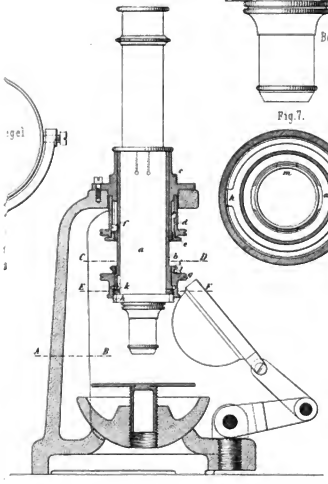


Fig 10. Schnitt. ½ nat. Gr

Fig 8
Ansicht von unten
½ nat. Gr.

Fig 8, 9 u 10
Cassette für zwei Aufnahmen.

Fig 1.
Schnitt. ½ d. nat. Gr.



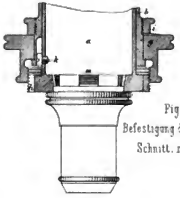


Fig 6 u 7
Befestigung des Objectivs.
Schnitt. nat. Gr

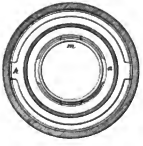


Fig. 9.
Grundriss ohne den Deckel.
½ nat. Gr

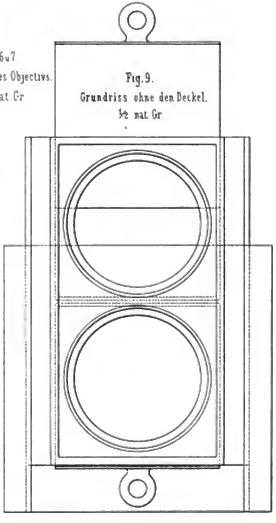


Fig. 7.

gel

Aus Gerevius Berlin O.

Digitized by Google

Fig. 1

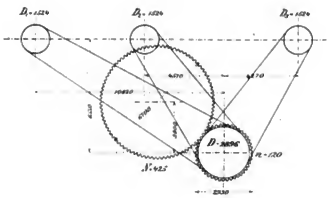
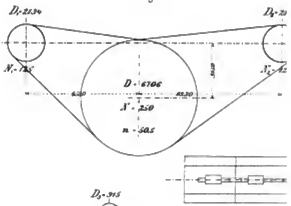



Fig 2




## Amerikanische Riementriebe.

( Fig 1 bis 4 )

Fig 3

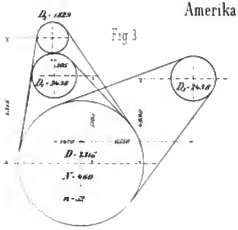



Fig. 4

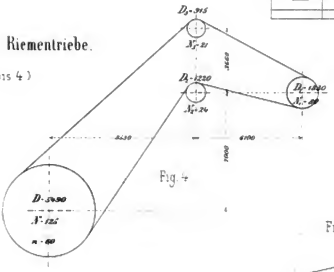
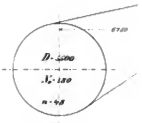



Fig 6




## Belgische Riementriebe

( Fig 6 bis 12 )

Fig 7

Fig 8

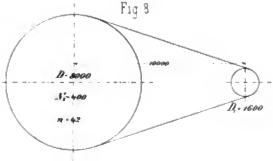
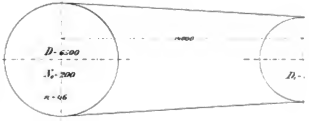


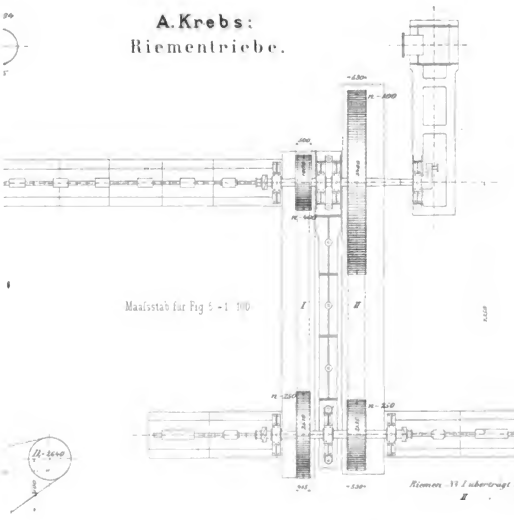

Fig 9




Maßstab für Fig 1 bis

Digitized by Google

# A. Krebs:
## Riementriebe.



Riementrieb
der
Walzwerkanlage
für die
Eisenwerkgesellschaft
Maximilianshütte

Fig 5

Maafsstab für Fig 5 = 1 : 100

Riemen No 1 überträgt 150 Pferdestärken
II . 250

Fig 10

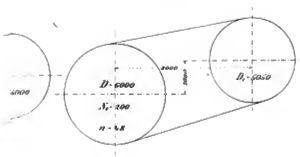


Fig 11

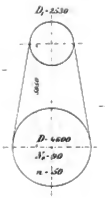
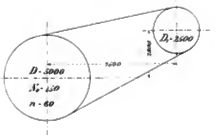


Fig 12.



D = 6000
$N_0$ = 200
n = 48

$D_1$ = 5050

$D_1$ = 2530

D = 4600
$N_0$ = 90
n = 50

D = 5000
$N_0$ = 150
n = 60

$D_1$ = 2500

... und 6 bis 12 = 1 : 250

...wiss, Berlin G

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

**1880. Band XXIV. Heft 9. Septemberheft.**


## Abhandlungen.

### Ueber den Einfluss des Schutzes der Erfindungen, der Muster und der Fabrikzeichen auf die Entwickelung der Industrie.


Von Professor Dr. **Klostermann**, Geheimer Bergrath in Bonn.


(Vortrag, gehalten auf der XXI. Versammlung des Hauptvereines in Cöln, am 23. August 1880.)

Durch die Reichsgesetze über den Markenschutz vom 30. November 1874, über den Musterschutz vom 11. Januar 1876 und endlich durch das Patentgesetz vom 25. Mai 1877 ist die deutsche Industrie mit einem Schutze gegen Nachahmung umgeben worden, welchen sie früher ganz oder doch zum grössten Theil entbehrte. Nachdem diese Gesetze in mehrjähriger Wirksamkeit bestanden haben, verlohnt es sich, die Frage aufzuwerfen, welche Vortheile unsere Industrie aus dem gewährten Schutz gezogen hat. Eine solche Prüfung ist die sicherste Grundlage für die Kritik der durch die Schutzgesetze geschaffenen Einrichtungen, das beste Mittel zur Lösung tief eingreifender Fragen, welche zwar für jetzt durch die Gesetzgebung entschieden sind, die aber dennoch ein wichtiger Gegenstand der Erörterung bleiben, weil die Producte der Gesetzgebung wie alle geistigen Schöpfungen der Verbesserung fähig sind.

Ich meine nicht die Frage, ob das industrielle Eigenthum überhaupt geschützt werden soll. Diese in den beiden vorigen Decennien so heftig bestrittene Frage ist für uns, wie ich glaube, siegreich und für immer zu Gunsten des Schutzes der industriellen Schöpfung entschieden, und diese Entscheidung ist nur eine einfache Consequenz der grössten politischen Schöpfung unseres Jahrhunderts: die Errichtung des deutschen Reiches.

In den Zeiten der deutschen Kleinstaaterei war ein wirksamer Schutz der industriellen Schöpfung nicht möglich ohne eine gewaltsame Hemmung des Verkehrs, welchem nicht durch 30 verschiedene Landesgrenzen Halt geboten werden durfte. Man musste verzichten auf den Schutz der nationalen Arbeit, weil die Nation als Ganzes keine staatliche Existenz hatte. Auch auf dem Gebiete der Industrie und des Verkehrs war damals die deutsche Weltanschauung eine kosmopolitische. Weil die Niederreissung der Verkehrsschranken zwischen den 30 Staaten des Zollvereins eine unzweifelhafte Wohlthat für die deutsche Industrie gewesen war, so sollte auch jede Schranke für die freie Mitbewerbung auf dem Weltmarkte fallen, es sollte von einem Schutz der nationalen Industrie nach keiner Richtung die Rede sein. Man könnte mit ungefähr demselben Rechte sagen: weil die Beseitigung der kleinen und häufigen Haltestellen die Schnelligkeit der Eisenbahnbeförderung steigert, so wird dieses Resultat am vollkommensten durch die Beseitigung aller Stationen zwischen den Endpunkten erreicht. Aber die Eisenbahnen werden nicht um ihrer selbstwillen gebaut, sondern wegen des Verkehrs, der sich durch die Stationen über das ganze durchschnittene Gebiet ergiesst, und ebenso ist wieder der internationale Verkehr nicht um seiner selbstwillen da, sondern wegen der Nationen, welche er im wechselseitigen Austausch der Erzeugnisse ihrer Arbeit verbindet. Aber der Deutsche von damals lebte, weil seine häuslichen Zustände ungemüthlich waren, mit seinen Ideen auf dem Weltmarkte und in dem Wirthshause zum internationalen Verkehr, wo er die Zeche bezahlen musste. Das ist nun anders geworden, nicht bloss in der Gesetzgebung, sondern auch in den Anschauungen und Ueberzeugungen. Wir wissen jetzt, dass wir ein selbstständiges Ziel für Deutschland zu verfolgen haben, auch auf dem Gebiete der Industrie, dass wir für das Zusammenwirken auf Internationalem Gebiete den Wahrspruch Rückert's festzuhalten haben:

Wenn die Rose selbst sich schmückt
Schmückt sie auch den Garten.

Dennoch wird vielleicht ein vereinzelter kritischer Zweifel laut, wenn ein Einfluss der Gesetze auf das Gedeihen der Industrie nachgewiesen werden soll. Man wendet vielleicht ein, dass man durch Gesetze weder eine Industrie schaffen noch fördern könne. Man beruft sich vielleicht darauf, dass Spanien, Portugal, Brasilien, die südamerikanischen Republiken und die westindischen Colonien nach den neuesten Mustern gearbeitete Patentgesetze haben, und dass doch alle diese Länder entweder nur eine sehr geringe oder zum Theil gar keine Industrie besitzen. Man beruft sich vielleicht auf den Satz: Pessima republica plurimae leges und macht geltend, dass ebensowenig der Erfindungsgeist durch Gesetze eingepflanzt werden könne, als Fleiss, Wirthschaftlichkeit, Redlichkeit im Verkehr und die anderen Bedingungen des Gedeihens der Industrie. Allein wenn das Gesetz keine Industrie




Digitized by Google

schaffen kann, wo die Bedingungen fehlen, so kann es doch ihr Wachsthum und ihr Gedeihen gegen den zerstörenden Einfluss räuberischer Schmarotzer schützen; es kann dem geistigen, ebenso wie dem materiellen Capital die Sicherheit des Besitzes und die Möglichkeit der Verwerthung geben, ohne welche beide nicht bestehen können.

Das Recht des Erfinders ist von jedem anderen Vermögensrecht verschieden. Die Erfindung ist nicht ein körperliches Ding, welches der Urheber bewahren und bewachen kann; seine eigene Mühe und Sorgfalt wird ihn nicht im geringsten helfen. Sein Recht wird allein durch das Gesetz geschaffen, und deshalb kann ihm das Gesetz allein Schutz gewähren. Soll die Befugniss der ausschliesslichen Benutzung irgend welchen Werth haben, so muss das Gesetz den Eingriff verhindern und eine Vergütung für den Fall der unerlaubten Benutzung sichern. Das Recht des Erfinders hat schlechterdings keine Existenz, ausser Kraft der Schutzmittel, welche das Gesetz gewährt.

Dass dieser Schutz in Deutschland früher ein ganz unzureichender war, wird einfach durch die Statistik der ertheilten Erfindungspatente belegt, deren Zahl in Preussen 1871 bis auf 36 gesunkeu war. Gegenwärtig beträgt dagegen die Zahl der in einem Jahre ertheilten Patente für 1878 = 4200 und für 1879 = 4410. Die Patent-Anmeldungen beliefen sich 1878 auf 5982 und 1879 auf 6659, so dass etwa ein Drittel der Gesuche und zwar meist vor der Veröffentlichung zurückgewiesen wurden. Nach der Veröffentlichung wurden 1878 nur 187 oder 3 pCt. und 1879: 408 oder 6 pCt. zurückgewiesen, obgleich 790 Einsprüche in 1878 und 972 in 1879 erhoben wurden. Ausserdem wurden von 8330 bis zum 31. März 1880 bewilligten Patenten (einschliesslich der umgewandelten Landespatente) 475 oder 5,7 pCt. durch Nichtzahlung der bei der Ertheilung zu entrichtenden Gebühr hinfällig.

Die blossen Ziffern der Patent-Anmeldungen und der ertheilten Patente geben jedoch keinen Anhalt für die Schätzung des Nutzens, welchen die Patent-Einrichtungen der Industrie gewähren, da unter den patentirten Erfindungen sich ohne Zweifel eine grosse Zahl von geringerwerthigen oder ganz werthlosen befindet. Von weit grösserem Interesse ist der Betrag der gezahlten Patentgebühren. Nach den Veröffentlichungen des Patentamtes sind an Anmeldegebühren 1877 64240 ℳ, — 1878, 117640 ℳ und 1879 130260 ℳ gezahlt worden. An Patentgebühren sind ferner 1877: 13500 ℳ, 1878: 265150 ℳ und 1879: 410165 ℳ eingenommen worden. Die betheiligte Industrie hat also für den Patentschutz im Jahre 1879 an Patent- und Anmeldegebühren 540425 ℳ entrichtet. Nun war im Jahre 1879 für die eine Hälfte, nämlich für die in denselben Jahre ertheilten Patente, die Anmeldegebühr von 30 ℳ, für die andere Hälfte, für die 1878 ertheilten Patente, die erste Rate der Patentgebühr mit 50 ℳ zu entrichten. Nur für eine geringe Zahl von Patenten, nämlich für 190 im Jahre 1877 ertheilte Patente und für eine Anzahl umgewandelter Landespatente war eine höhere Patentgebühr von 100 ℳ und darüber fällig. Jener Betrag von 540245 ℳ stellt also nur die erste Anzahlung auf die jährlich mit 50 ℳ für das Patent steigende Rente dar, mit welcher sich die deutsche Industrie ihren Patentschutz vom Reiche kauft.

Man wird nicht läugnen wollen, dass die betheiligten Industriellen für die Beurtheilung des Preises competent sind, welchen sie für den Patentschutz zahlen. Mögen in Einzelnen Täuschungen über den Werth der patentirten Erfindungen bestehen, — die Gesammtheit der Erfinder wird für den Patentschutz sicher niemals einen höheren Werth zahlen, als sie aus den patentirten Erfindungen realisiren kann, oder richtiger: die jährlich steigende, mit 540000 ℳ für 1879 beginnende Rente, welche für den Patentschutz entrichtet wird, kann nur einen Bruchtheil des Gewinnes betragen, welchen der Patentschutz der Industrie zuführt, denn der Erfinder wird selbstverständlich auch darin keine Befriedigung finden, lediglich für die Patentgebühr oder für das Steuer-Interesse des Reichs zu arbeiten. Wenn also die Industrie die ausserordentlich hohe Besteuerung des Patentschutzes erträgt, welche in keinem anderen Lande an die bei uns erhobenen Abgaben heranreicht, so erhellt, dass das Object, für welches diese Steuer entrichtet wird, einen hohen Werth besitzen muss. Wäre es anders, so müsste der Verfall der ersten und vollends der zweiten Rate der Patentgebühr das Erlöschen fast sämmtlicher ertheilten Patente zur Folge gehabt haben.

Ich kann nun über die durch Nichtzahlung der verfallenen Jahresraten erloschenen Patente eine interessante, bisher noch nicht veröffentlichte Statistik beibringen, welche ich der gütigen Mittheilung des Kaiserl. Patentamtes verdanke. Diese Statistik reicht bis zum 31. März 1880, sie erstreckt sich also, da das Patent erst 3 Monate nach der Verfallzeit erlischt, auf alle bis Schluss 1879 ertheilten Patente. Unter diesen befindet sich eine Anzahl von umgewandelten Landespatenten, bei denen die Patentdauer und die Höhe der Patentgebühr sich nach dem Datum des Landespatentes berechnet. Wir sind dadurch in den Stand gesetzt, die Verhältnisszahlen für das Erlöschen der Patente nicht bloss für die beiden ersten Jahresraten, sondern — allerdings mit kleineren Ziffern, also auch mit abnehmender Bedeutung — sogar bis zur 12. Jahresrate hin aufzustellen.

In der Zeit vom 1. Juli 1877 bis 31. December 1879 waren Gebühren fällig:

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| die | 1. Rate | mit | 50 ℳ | von | 5666 | Patenten; | davon erloschen | 1587 |
| „ | 2. „ | „ | 100 „ | „ | 1923 | „ | „ „ | 666 |
| „ | 3. „ | „ | 150 „ | „ | 377 | „ | „ „ | 51 |
| „ | 4. „ | „ | 200 „ | „ | 188 | „ | „ „ | 24 |
| „ | 5. „ | „ | 250 „ | „ | 105 | „ | „ „ | 11 |
| „ | 6. „ | „ | 300 „ | „ | 57 | „ | „ „ | 2 |
| „ | 7. „ | „ | 350 „ | „ | 39 | „ | „ „ | 4 |
| „ | 8. „ | „ | 400 „ | „ | 17 | „ | „ „ | 0 |
| „ | 9. „ | „ | 450 „ | „ | 16 | „ | „ „ | 0 |
| „ | 10. „ | „ | 500 „ | „ | 13 | „ | „ „ | 1 |
| „ | 11. „ | „ | 550 „ | „ | 7 | „ | „ „ | 0 |
| „ | 12. „ | „ | 600 „ | „ | 5 | „ | „ „ | 0. |

Hiernach stellen sich die Löschungen zur Anzahl der jeder Gebühren-Kategorie entsprechenden Patente wie folgt:

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| für die | 1. Rate | 28 | pCt. | für die | 7. Rate | 10,26 | pCt. |
| „ „ | 2. „ | 34,63 | „ | „ „ | 8. „ | 0 | „ |
| „ „ | 3. „ | 13,53 | „ | „ „ | 9. „ | 0 | „ |
| „ „ | 4. „ | 12,77 | „ | „ „ | 10. „ | 7,69 | „ |
| „ „ | 5. „ | 10,48 | „ | „ „ | 11. „ | 0 | „ |
| „ „ | 6. „ | 3,51 | „ | „ „ | 12. „ | 0 | „ |

Man muss natürlich diese Verhältnisszahlen für das 2. bis 12. Jahr der Patentdauer auf die Gesammtzahl der ursprünglich ertheilten Patente zurückführen. Wenn am Schluss des ersten Jahres von 100 Patenten 28 erloschen, so verbleiben im 2. Jahre 72, von welchen 34,63 pCt., also 24,9 Patente erloschen. Der Abgang von der Gesammtzahl beträgt also im 2. Jahre 24,9, im 3. 6,4 pCt., im 4. 5,2 pCt., im 5. 3,7 pCt., im 6. 1,1 pCt., im 7. 3 pCt. Die übrigen Jahrgänge vernachlässige ich, weil Ziffern von 0 und 1 kein für die Statistik brauchbares Resultat geben. Ich ziehe aus den angegebenen Ziffern nur den

Digitized by Google

Schluss, dass ein Patent, welches das 7. Jahr überdauert hat, auch wegen der hohen Patentabgaben von 400 bis 700 ℳ nicht mehr so leicht aufgegeben wird. Es erlöschen also nach 1 Jahre 28 pCt., binnen 2 Jahren 52,9 pCt., binnen 3 Jahren 59,3 pCt. und binnen 7 Jahren 72,2 pCt., sodass nach Ablauf des 7. Jahres noch 27,7 pCt. in Kraft bleiben.

In Grossbritannien wird bekanntlich nur zweimal im Laufe der Patentdauer eine Stempelgebühr erhoben, nämlich nach Ablauf des 3. Jahres £ 50 und nach Ablauf des 7. Jahres £ 100. Von 7077 in den Jahren 1868 bis 1870 ertheilten Patenten erloschen mit dem Ablauf des 3. Jahres 4817 Patente oder 69 pCt. (gegen 58 pCt. in Deutschland) und mit dem Ablauf des 7. Jahres weitere 1400 oder 19 pCt., im ganzen 88 pCt. (gegen 72,2 pCt. in Deutschland), so dass nur 12 pCt. (gegen 27,7 pCt. in Deutschland) die Frist von 7 Jahren überdauerten. Mag auch die raschere Sterblichkeit der englischen Patente zum Theil auf die hohen Beträge zurückzuführen sein, welche dort auf einmal zu erlegen sind — bei im Ganzen niedrigerem Abgabenbetrage —, so spricht doch der angestellte Vergleich jedenfalls für die Lebensfähigkeit und den Werth der deutschen patentirten Erfindungen.*)

Ihnen, meine hochgeehrten Herren, ist aus eigener Anschauung bekannt, welche Regsamkeit sich auf den verschiedensten Gebieten der Industrie seit Erlass des Patentgesetzes entfaltet hat, welche Fortschritte in den verschiedensten Gewerben gemacht sind. Es ist darüber für eine Anzahl von Industriezweigen eingehend Rechenschaft gegeben worden in den Verhandlungen des Vereines für Gewerbefleiss, welche eine sachliche Würdigung der patentirten Erfindungen in einer Folge von Aufsätzen von competenten Beurtheilern enthalten. Ich kann selbstverständlich auf diese Resultate des Patentschutzes nur hindeuten, doch möchte ich eine Thatsache von allgemeinerer Bedeutung constatiren. Bei den Vorberathungen über das Patentgesetz wurden namentlich von den Vertretern der chemischen Industrie Bedenken gegen die Anwendung des Patentschutzes auf chemische Erfindungen geäussert. Man behauptete, Deutschland ziehe aus der bis 1877 bestandenen thatsächlichen Schutzlosigkeit der chemischen Erfindungen besondere Vortheile. Während in anderen Ländern die Farbstoffindustrie infolge des von einzelnen Fabrikanten durch die Patentirung erlangten Monopols verkümmerte, sei sie in Deutschland durch die unbeschränkte Concurrenz zu grosser Blüthe gediehen. Jetzt ist das übereinstimmende Urtheil der chemischen Fabrikanten ein geradezu entgegengesetztes. Nicht blos ist auf dem chemischen Patentcongresse zu Baden-Baden im September v. J. die nützliche Wirksamkeit des Patentgesetzes unumwunden und ohne Widerspruch anerkannt; es ist mir auch von sehr competenter Seite bestätigt worden, dass die Einführung eines geregelten Patentschutzes von besonderem Vortheil für die Stellung der chemischen Ingenieure als Mitarbeiter in den chemischen Fabriken gewesen ist. Die chemische Industrie selbst hat unter dem Schutze der Patente, welche nicht in sehr grosser Zahl, aber für sehr wichtige Erfindungen ertheilt sind — ich erinnere nur an Kolbe's Verfahren zur Darstellung der Salicylsäure — und unter einer sehr ausgebildeten und freisinnigen Praxis in der Ertheilung von Licenzen bemerkenswerthe Fortschritte gemacht.

Dass in der Hütten- und in der Maschinenindustrie dasselbe der Fall gewesen ist, ist Ihnen, meine hochgeehrten Herren, aus eigener Anschauung bekannt. Es hiesse Eulen nach Athen — oder in freier Uebertragung: Gasmotoren nach Deutz tragen, wenn ich vor dieser hochansehnlichen Versammlung versuchen wollte, Belege für diese Thatsachen aufzuführen. Ich kann mir jedoch nicht versagen, an das Schicksal von drei verwandten Erfindungen auf dem Gebiete der Stahlproduction zu erinnern, welche, je durch ein Menschenalter getrennt, unter verschiedenen Gesetzgebungen ins Leben traten, nämlich an den Krupp'schen Gussstahl, an den Bessemer-Process und an das Thomas-Verfahren zur Entphosphorung des Roheisens.

Krupp erlangte keinen Patentschutz, er schützte sich selbst durch ein aufs Strengste durchgeführtes Fabrikgeheimniss, so dass, als er sein Ende herannahen fühlte, er seine beiden damals 14 und 12 Jahre alten Söhne zuerst und allein in das bis dahin von ihm allein gekannte Verfahren der Beschickung der Tiegel einweihte. Ich habe diese Mittheilung von dem jüngeren der beiden Söhne, welcher vor Jahresfrist in Berndorf bei Wien als Fabrikbesitzer und hervorragender Industrieller gestorben ist.

Bessemer wurde mit seinem Patentgesuche in Preussen abgewiesen. Seine Erfindung fand bei uns nur langsam Eingang, weil der Erfinder nicht geneigt war, sie ohne einen Schutz gegen Nachahmung in Deutschland einzuführen. Grosse Summen wurden auf deutschen Hüttenwerken in den Versuchen vergeudet, die Erfindung ohne die Beihülfe des Erfinders und ohne Benutzung seiner Erfahrungen nach der veröffentlichten Beschreibung auszuführen. Die wohlfeile Nachahmung ohne Vergütung erwies sich als das theuerste Geschäft.

Der Thomas-Process der Entphosphorung dagegen ist unmittelbar nach seiner Erfindung unter dem Schutze der Patentanmeldung, selbst noch vor dem Austrage des über die Gültigkeit des Patentanspruches schwebenden Streites, auf einer Anzahl der grössten deutschen Eisenhüttenwerke mit der Licenz und nach der Anleitung des Erfinders zur Anwendung gekommen. Die deutsche Eisenindustrie ist in der Benutzung dieser Erfindung gegen die englische um keinen Tag zurückgeblieben; sie hat letztere vielleicht schon überholt.

Ich habe bisher von dem Nutzen des Patentschutzes gesprochen. Indess, m. H., wo Licht ist, da ist auch Schatten, und so ist es unausbleiblich, dass das neue Patentgesetz auch gewisse nachtheilige Einwirkungen auf die Industrie ausübt, welche zum Theil als unvermeidliche Begleiter des grossen Vortheile des Patentschutzes hingenommen werden müssen, zum Theil aber bekämpft und vermieden werden können. In die erste Kategorie rechne ich die Belastung, welche dem Industriellen aus der Durchsicht und Prüfung der vom Patentamt in seinem Industriezweige veröffentlichten Anmeldungen erwächst. Es stecken in denselben neben einer grossen Menge Spreu wenige Weizenkörner, und auch derjenige, welcher etwas Neues erfunden hat, ist geneigt, mehr als Gegenstand seiner Erfindung zu beanspruchen, als er wirklich neu erfunden hat. Ein sehr hervorragender Industrieller und zugleich der eifrigste Vorkämpfer des Patentschutzes, Dr. Werner Siemens, führte auf der Versammlung in Baden-Baden lebhafte Klagen über die Last, alles das zur Patentirung angemeldete Zeug durchzustudiren, was wirklich einem thätigen Menschen zur Verzweiflung bringen könne. Er erklärt sich nachdrücklich gegen den Vorschlag, dass das Patentamt die eingehenden Anmeldungen ohne Sichtung und Vorprüfung veröffentlichen solle. Das Patentamt habe nicht blos das Interesse des Erfinders wahrzunehmen, sondern auch das übrige Publikum gegen unbegründete Ansprüche und unnöthige Belästigung zu schützen.

*) In Frankreich wurden von 1860—70 zusammen 48009 Patente ertheilt; davon erloschen mit dem Ablauf des ersten Jahres 21955 oder 45,7 pCt., bis zum Ablauf des 7. Jahres 43362, so dass 4747 Patente oder 9,9 pCt. das 7. Jahr überdauerten.



Digitized by Google

Von anderen Seiten wurde dagegen über die Ausübung der Befugniss des Patentamtes, eine Anmeldung von der Veröffentlichung zurückzuweisen, Beschwerde geführt, und ich persönlich bin der Meinung, dass den Anforderungen des Rechtes besser genügt würde, wenn zwar vor der Veröffentlichung eine strenge Vorprüfung der Anmeldung stattfände und ein Beschluss über die Patentfähigkeit der Erfindung gefasst würde, jedoch nicht ein definitiver, sondern ein anfechtbarer Beschluss, der wie die Frage der Nichtigkeit des ertheilten Patentes vor die richterliche Abtheilung des Patentamtes und vor das Reichsgericht gebracht werden kann. Dieser Klage des abgewiesenen Erfinders müsste indess nothwendig das Aufgebot vorhergehen, und daraus rechtfertigt sich die Forderung, dass eine definitive Abweisung vor der Veröffentlichung nicht stattfinde. Der von der Reichsregierung dem Reichstag vorgelegte Entwurf des Patentgesetzes räumte dem zurückgewiesenen Patentsucher ausdrücklich das Recht ein, trotzdem die Bekanntmachung der Anmeldung herbeizuführen, und erst die Commission des Reichstages strich diese Bestimmung, indem sie das Beschwerderecht vor einer anderen Abtheilung des Patentamtes für einen ausreichenden Schutz gegen Irrthümer und unrichtige Entscheidungen hielt. So ist die Befugniss des Patentamtes zur definitiven Zurückweisung vor der Veröffentlichung zum Gesetz erhoben, und das Patentamt hat davon in dem Umfange Gebrauch gemacht, dass, wie wir gesehen haben, etwa ein Drittel der Anmeldungen von der Veröffentlichung ausgeschlossen ist. Wenn sich aus diesem Verhältnisse ergiebt, dass das Patentamt eine strenge Vorprüfung eintreten lässt, so ist dies gewiss nur zu billigen. Wir müssen uns vergegenwärtigen, dass schon mit der Veröffentlichung der Anmeldung eine bedingte Verleihung des ausschliesslichen Benutzungsrechtes, also eine Einschränkung der übrigen Gewerbtreibenden, eintritt. Das Patentamt hat die Aufgabe, diese Freiheit gegen unberechtigte Ansprüche zu vertheidigen, und der Umstand, dass gegen die Zurückweisung von der Veröffentlichung kein Rechtsmittel gegeben ist, kann und darf das Patentamt nicht induciren, die ihm übertragene Vorprüfung in laxer Weise zu handhaben. Wir haben gesehen, dass gegenwärtig von den zur Veröffentlichung zugelassenen Anmeldungen nur ein geringer Bruchtheil infolge erhobener Einsprüche zurückgewiesen wird. Eine Belästigung des industriellen Publikums durch die Veröffentlichung ganz unbegründeter Anmeldungen findet daher nicht statt. Sie würde auch nicht stattfinden, wenn dem zurückgewiesenen Patentsucher das Recht eingeräumt würde, die Veröffentlichung seiner Anmeldungen zu verlangen, weil dann mit der Anmeldung zugleich der zurückweisende Beschluss des Patentamtes veröffentlicht werden würde. Die unvermeidliche Last, welche der Patentschutz dem Gewerbtreibenden auflegt, indem er seinen Weg zwischen einer Anzahl von erhobenen Patentansprüchen zu suchen und diese auf ihre Begründung zu prüfen hat, ist also bei uns weit geringer, als z. B. in Frankreich, wo die Zahl der jährlich ertheilten Patente 8000 beträgt, — als in dem kleinen Belgien, wo sie jährlich mehr als 3000 beträgt. Uebrigens ist dem gewerbtreibenden Publikum die Kenntniss und Prüfung der veröffentlichten Anmeldungen durch die vom Patentamt getroffenen Einrichtungen der Auslegung der Patentschriften an zahlreichen Orten und besonders durch die im laufenden Jahre begonnene Mittheilung von Auszügen der Patentschriften durch das Patentblatt sehr erleichtert.

Eine andere, nicht ganz unbegründete Klage betrifft das Verfahren bei der Feststellung der Patentbeschreibungen und der Patentansprüche, und die Unbestimmtheit, welche sehr häufig den aus diesem Verfahren hervorgehenden Producten anklebt. Nach dem englischen und französischen Patentrecht wird die Beschreibung von dem Erfinder auf seine Gefahr und Verantwortung aufgestellt. In den Verein. Staaten findet allerdings eine Prüfung der Beschreibung statt, welche Verbesserungen auf Anweisung des Patentamtes zur Folge haben kann. Allein auch in diesem Falle müssen die Verbesserungen der Beschreibung und der Ansprüche auf besonderen Bogen eingereicht werden, und sie bilden zusammen mit der ursprünglichen Beschreibung, in der nicht einmal etwas durchstrichen werden darf, die Urkunde, welche für den Umfang des Patentrechtes und für die Gültigkeit des Anspruches maassgebend ist. Bei uns dagegen stellt das Patentamt die Beschreibung und die Ansprüche, für welche das Patent ertheilt werden soll, nach vorheriger Verhandlung mit dem Patentsucher fest. Es kann nicht bloss einzelne Ansprüche ausschliessen, sondern es kann auch den formulirten Ansprüchen eine andere Formulirung substituiren, welche nach seiner Ueberzeugung dasjenige enthält, was der Patentsucher neu erfunden hat, selbstverständlich sofern es als ein minus in den vom Patentsucher erhobenen Ansprüchen enthalten ist. Hieraus entsteht eine bemerkenswerthe Unsicherheit in der Auslegung des ertheilten Patentes, da die so formulirten Ansprüche nicht mit der Beschreibung zusammen eine von demselben Verfasser herrührende Urkunde bilden, da sie also nicht aus der Beschreibung interpretirt werden können.

Die Veranlassung zu dem bei uns eingeführten Verfahren liegt darin, dass ein grosser Theil der eingehenden Patentgesuche weder formell noch materiell den an die Beschreibung zu machenden Anforderungen entspricht. Sie sind häufig so unfertig, dass eine einfache Aussscheidung der nicht patentfähigen Bestandtheile von den patentfähigen gar nicht möglich ist. Indessen ist das gewählte Correctiv für diesen Mangel nicht das Richtige. Der Richter kann und darf nicht zugleich der Anwalt der Partei sein; er muss sich darauf beschränken, das unfertige Gesuch zurückzuweisen. Den sachverständigen Rath und die angemessene Formulirung muss sich der Patentsucher wo anders suchen. Wir besitzen zu diesem Zweck das Institut der Patentanwalte, deren Sache es ist, das technische Detail zu präcisiren, den Kern von der Schale zu lösen und die Sache gemeinverständlich zu formuliren. Ich hoffe, dass auch bei uns sich ein Stand der Patentanwalte herausbilden wird, welcher sich das uneingeschränkte Vertrauen in seine Sachkenntniss und in seine Zuverlässigkeit zu erwerben weiss. Zu diesem Zwecke wäre es erwünscht, wenn dieses Institut auch in dem Rahmen des Gesetzes seine Stellung und die nöthigen Garantien für die Ausscheidung unbrauchbarer Elemente erhalten hätte. Würde die Aufstellung der Beschreibungen und der Ansprüche auch bei uns in strengere Formen eingeschlossen, so würde die Zahl der Patentstreitigkeiten geringer und die Rechtssicherheit grösser sein. Wenn übrigens gegenwärtig über eine gewisse Rechtsunsicherheit nicht mit Unrecht geklagt wird, wenn namentlich die Patentinhaber empfinden, dass ihnen der Schutz gegen Eingriffe in ihr ausschliessliches Benutzungsrecht nicht in genügender Weise gewährt ist, so liegt der Grund davon zum Theil in dem Verhalten des gewerbtreibenden Publikums gegenüber den ertheilten Patenten. Möge jeder von der Befugniss, gegen die Anmeldungen Einspruch zu erheben und die ertheilten Patente als nichtig anzufechten, den ausgiebigsten Gebrauch machen, er kann auch durch unbegründete Anträge dieser Art die Rechtssicherheit nicht gefährden. Anders verhält es sich mit den sogenannten Umgehungspatenten, welche, sobald eine wirklich bedeutende

Digitized by Google

Erfindung patentirt ist, wie die Pilze aus der Erde schiessen. Gleichgültige, zum Theil unbrauchbare Veränderungen des patentirten Gegenstandes werden als angebliche Verbesserungen oder auch als selbstständige, neue Erfindungen zur Patentirung angemeldet. Gelingt es, die Anmeldung nur bis zur Veröffentlichung zu bringen, so ist damit ein Deckungsmittel für die einfache Nachmachung erreicht, denn der Staatsanwalt wird es stets ablehnen, gegen den Nachmacher einzuschreiten, wenn dieser eine vom Patentamt zur Veröffentlichung zugelassenen Anmeldung über denselben Gegenstand prodncirt.

Hoch über allen Schutzmitteln, die das Strafrecht oder das Civilverfahren gewähren kann, steht die unverbrüchliche Anerkennung, welche das Recht in den Regeln des Verkehrs und in dem öffentlichen Gewissen findet. Diese unverbrüchliche Anerkennung ist leider dem Patentrecht, dessen wirksame Geltung ja bei uns noch von jungem Datum ist, noch nicht genügend zugesichert. Gewerbtreibende, die mit Entrüstung die Zumuthung von sich weisen würden, sich fremdes Gut anzueignen oder eine unbegründete Forderung zu erheben, selbst wo dies mit dem Schein des Rechtes geschehen könnte, — Gewerbtreibende mit einem Worte, welche den höchsten Grad der Reellität für sich in Anspruch nehmen, können der alten Gewohnheit der gewerblichen Nachahmung nicht widerstehen, sobald sie irgend eine schwache Deckung gegen den Vorwurf erlangen, dass sie wider besseres Wissen handeln. Möchte mit dem Nutzen des Patentschutzes immer mehr auch die Heiligkeit und Unverletzlichkeit des durch das Patent geschützten Rechtes allgemeine Anerkennung finden; dann wird diese für uns gewissermaassen neu erstandene Institution von Niemand mehr als eine Fessel empfunden werden, und unsere Industrie wird ihre befruchtenden Wirkungen in immer reicherem Maasse empfangen.

Was ich bisher von dem Nutzen des Patentschutzes gesagt habe, gilt zum grossen Theil auch von dem Musterschutz. Seit der allgemeinen Einführung des Musterschutzes in Deutschland am 1. April 1876 bis zum 1. Juli d. J., also in $4^1/_4$ Jahren, sind im Reichsanzeiger Bekanntmachungen über 186756 neugeschützte Muster veröffentlicht und zwar über 146461 Flächenmuster und 40295 plastische Muster. Mit den einzelnen Anträgen können bis zu 50 Muster niedergelegt werden. Die 186756 Muster sind mit ungefähr 15000 Anträgen zum Schutz angemeldet worden; davon kommen auf Berlin 2421 Anträge, Chemnitz 329, Leipzig 268, Hanau 125, Pforzheim 165; es folgen Mülhausen i/E., Meerane, Offenbach, Crefeld, Barmen und Elberfeld, Cöln, Iserlohn, Sonnenberg. Aus diesen Daten erhellt, dass der Musterschutz in erster Linie der Textilindustrie zu Gute gekommen ist, in zweiter Linie der keramischen, der Metallindustrie und der Holzwarenerzeugung. Einen auffallenden Contrast mit den angegebenen Ziffern bildet die Statistik für Oesterreich, wo während der ersten 13 Jahre nach dem Erlass des Musterschutzgesetzes vom 7. December 1858 im Ganzen nur 2157 Muster deponirt wurden, darunter 2026 aus der Textilindustrie und nur 131 plastische Muster. Nach einem Berichte der Handelskammer zu Brünn hatten die dortigen Webereien seit Jahren aufgehört zu deponiren. Es ergiebt sich, da das österr. Musterschutzgesetz in allen wesentlichen Grundsätzen mit dem deutschen übereinstimmt, dass das Bedürfniss zu einer solchen Institution in ausgedehnterem Maasse erst hervortritt, wenn die Industrie eine gewisse Höhe der Entwickelung erreicht hat, welche in Oesterreich nur in einigen Landestheilen erreicht ist.

Will man die Vortheile, welche unsere Industrie aus dem Musterschutz gezogen hat, im Einzelnen erörtern, so steht an der Spitze ohne Zweifel die höhere Ausbildung des Kunstgewerbes und die Verfeinerung des Geschmackssinnes, für welche gerade unsere letzten Ausstellungen in Berlin und in Düsseldorf ein so glänzendes Zeugniss ablegen. Wir haben in manchen Zweigen des Kunstgewerbes uns zu den Mustern zurückgewandt, welche uns in den Erzeugnissen der vergangenen Jahrhunderte von unseren Vorfahren überliefert sind. Die freie Beherrschung des Stoffes, die künstlerisch reine Form, die uns in diesen Erzeugnissen der Renaissancezeit begegnet, wurde in jener Zeit erreicht unter den Bedingungen, unter denen das damalige zünftige Gewerbe arbeitete, — Bedingungen, welche dem Einzelnen die freie Bethätigung seiner Leistungsfähigkeit und durch die Beschränkung der Concurrenz einen ausgiebigen Lohn für seine Leistungen sicherten. Es folgte das Zeitalter der Maschinen, der fabrikmässigen Arbeitstheilung und der Massenproduction, in welcher das Streben nach Formschönheit gänzlich gegen die Anforderung der möglichsten Billigkeit zurückgesetzt wurde. Erst der zunehmende Wohlstand lässt wieder das Bedürfniss nach einer reineren Befriedigung des Geschmack- und Formsinnes entstehen, und die zunehmende Nachfrage beginnt uns von der industriellen Geschmacklosigkeit zu befreien. Dass dieses Bedürfniss nicht lediglich durch die Nachahmung fremder Formen befriedigt werden kann, dass die Kunstindustrie und selbst die der Mode dienende Industrie der eigenen Formgebung bedarf, um ebenbürtige Leistungen zu erzielen, haben die früheren Weltausstellungen gezeigt, bei denen, insbesondere bei der Weltausstellung in Wien, die deutsche Industrie in Bezug auf die Entwickelung des Formsinnes gegen die übrigen Mitbewerber unzweifelhaft zurückstand. Wenn dieser Mangel jetzt vollständig gehoben erscheint, wenn unsere Industrie in der Ausbildung des Geschmacks und Kunstsinnes jetzt mit derjenigen der Nachbarländer wetteifert, so verdanken wir dies ohne Zweifel zum grossen Theile der allgemeinen Einführung des Musterschutzes. Das Muster ist ein Erzeugniss der Arbeit, dessen Entstehungskosten in dem Preise des Fabrikats gedeckt werden müssen, falls der Fabrikant in diesem Preise seine Auslagen vergolten haben will. Er kann aber die Arbeit des Musterzeichners nur dann nach ihrem vollen Werthe bezahlen, wenn ihm der volle und ausschliessliche Gebrauch des Erzeugnisses gesichert ist, wenn das Muster gegen Nachahmung durch andere Fabrikanten gesichert ist. Die Erfahrung hat gelehrt, dass die Errichtung von Kunstschulen für Musterzeichner, wie sie in Berlin, Dresden und Hanau längere Zeit unterhalten wurden, nicht den Erfolg hatte, Musterzeichner für unsere Fabriken heranzuziehen; man fand die Zöglinge dieser Schulen nach einigen Jahren als gutbezahlte Arbeiter in den Kattundruckereien von Mülhausen oder in den Werkstätten von Paris wieder, und während der deutsche Fabrikant die 20—40000 Francs ersparte, welche der Mülhauser Drucker seinen Dessinateuren bezahlte, entging ihm ein weit höherer Gewinn in dem höheren Preise, welche sein Mülhanser Concurrent für seine nach neuen Mustern gearbeiteten Waaren erzielte.

Indessen, m. H., die Hebung und Läuterung des Kunstgeschmacks ist nicht der einzige Nutzen, welchen die Industrie aus dem Musterschutz zieht. Ein Land kann einen ausgebildeten Musterschutz und daneben eine grosse Wohlhabenheit besitzen, ohne nach allen Richtungen einen geläuterten Geschmack zu entwickeln, wie dies das Beispiel von England auf der ersten Weltausstellung von 1851 zeigte, wo es der Blüthe der französischen Kunstindustrie nur sehr geschmack-

Digitized by Google

lose Arbeiten gegenüber zu stellen hatte. Die englische Musterschutz-Gesetzgebung, welche mit der französischen von gleichem Alter ist und aus demselben Jahre 1787 datirt, verfolgt auch offenbar in erster Linie nicht sowohl die Hebung des Kunstgeschmackes, als vielmehr die Sicherung der Textilindustrie gegen eine unreelle Concurrenz. Ebenso waren die ersten Nachdruckgesetze nicht aus der Rücksicht auf die Interessen des Schriftstellers hervorgegangen, sondern sie wollten nur den Buchdrucker gegen eine Gefährdung seiner Interessen durch den Nachdruck schützen. Er sollte in dem Absatz der nach dem muthmasslichen Bedarf bemessenen Auflage nicht durch die Concurrenz eines wohlfeilen Nachdruckes behindert werden, durch welche ihm sogar der Ersatz der auf Herstellung der Auflage verwendeten Kosten entzogen werden konnte. Ganz ebenso wollte das englische Gesetz von 1787 dem Kattundrucker den ungestörten Absatz der nach dem erfundenen Muster hergestellten Auflage sichern. So wurde dem Fabrikanten die Möglichkeit gegeben, auf die wechselnden Launen der Mode zu spekuliren. War sein Wurf glücklich, so beherrschte er den Markt, da Jeder vorzugsweise den Stoff zu kaufen sucht, welcher den Beifall der Mode erlangt. Nun darf ich, da die verehrten Damen an diesen Versammlungen nicht Theil nehmen, wohl ohne Widerspruch behaupten, dass der Geschmack der Mode nicht immer das Schöne trifft, dass er häufig auch das Unschöne bevorzugt. Der Vortheil, welchen der Fabrikant eines Modeartikels aus dem Musterschutz erlangt, beruht also nicht nothwendig auf der Hebung und Läuterung des Geschmacks, er entspringt allein aus einer richtigen Berechnung, welche den Geschmack der Mode heute vielleicht durch eine schöne, morgen durch eine bizarre und hässliche Form zu fesseln sucht.

Der Musterschutz dient also neben der vorher erörterten Wirkung als ein Mittel der Sicherung für die Berechnungen des Fabrikanten; er sichert ihn inbezug auf den Verkauf der von seinem Muster hergestellten Auflage zwar nicht gegen die Concurrenz anderer Muster, aber gegen die Concurrenz der in seinem eigenen Muster nachgemachten Waaren. Es ist unzweifelhaft, dass auch in dieser Sicherung ein erheblicher Vortheil für die geschützte Industrie zu erblicken ist, und dass der Musterschutz nicht bloss die Schönheit des Fabrikates, sondern auch die Reellität des Geschäftes fördert. Ich muss hinzufügen, dass wir aus dieser Institution leider nicht den vollen Nutzen ziehen, welchen sie uns gewähren könnte, und welchen sie in England und in den Vereinigten Staaten gewährt, weil nach der jetzt endgültig festgestellten Auslegung des Gesetzes vom 13. Januar 1876 der Musterschutz bei uns auf Geschmacksmuster beschränkt und nicht auf Nützlichkeitsmuster erstreckt ist. Wie Ihnen, m. H., bekannt ist, bestanden in dieser Sache verschiedene Meinungen. Das Musterrecht schützt im Gegensatz zu dem Erfindungspatent nur gegen die Nachbildung der äusseren Form des Erzeugnisses, während das Erfindungsrecht das in der Beschreibung niedergelegte Erzeugniss oder Hülfsmittel in jeder beliebigen Form umfasst, welche dem Gegenstand gegeben werden kann. Die äussere Form des Erzeugnisses kommt aber für den Verkehr in doppelter Weise in Betracht, entweder insofern sie den Form- und Geschmacksinn befriedigt, oder indem die hergestellte Form die Bedingung für den bestimmten materiellen Gebrauch des Gegenstandes ist. Während das französische Recht nur den Geschmacksmustern Schutz gewährt, hat die englische Gesetzgebung auch die Nützlichkeitsmuster zum Musterrecht zugelassen — allerdings unter abweichenden Bedingungen, namentlich unter der Bedingung der Vorprüfung und der öffentlichen Deponirung. Das nordamerikanische Recht lässt endlich Geschmacks- und Nützlichkeitsmuster unter gleichen Bedingungen zu, indem es das für die Ertheilung der Erfindungspatente geltende Verfahren in vereinfachter Form auf beide anwendet. In den Motiven des Entwurfs zu unserem Musterschutzgesetze war ausdrücklich jede Definition der Gegenstände des Musterschutzes abgelehnt und auf eine Stelle des Buches von Landgraf Bezug genommen, in welcher ausdrücklich die Forderung gestellt wurde, beide Arten von Mustern, die Geschmacks- und die Gebrauchsmuster, unter den Schutz des Gesetzes zu stellen. Aus diesem Umstande folgerte ich in Uebereinstimmung mit einer grossen Zahl von Gerichten, dass unter den im § 1 ohne jede nähere Bezeichnung genannten Mustern und Modellen auch die Nützlichkeitsmuster zu verstehen seien. Das Reichsoberhandelsgericht hat sich jedoch durch das Erkenntniss vom 3. September 1878 der entgegengesetzten Ansicht angeschlossen, dass der Musterschutz sich nur auf diejenige äussere Gestalt und Form erstrecke, welche den ästhetischen Anforderungen zu genügen sucht, nicht auf die materielle Gebrauchsfähigkeit des Gegenstandes. Diese Entscheidung muss, da sie den Ausspruch der höchsten richterlichen Instanz enthält, als maassgebend angenommen werden für die Auslegung des bestehenden Gesetzes. Es ist jedoch dringend wünschenswerth, dass durch eine Abänderung des Gesetzes ein Musterschutz für solche Constructionen eingeführt werde, welche durch eine bestimmte und unveränderliche Form einen neuen materiellen Gebrauch gewähren. Es gehören dahin Werkzeuge mit einer genauen, einem bestimmten Gebrauch angepassten Form, Geräthe des täglichen Lebens von der Schulbank bis zu dem Messer der Alten. Dinge, welche in Amerika mit grossem Erfolg durch die Musterpatente geschützt werden, während der Apparat und der Kostenaufwand eines deutschen Reichspatentes schwerlich entsprechend erscheint. Es kann auch nicht im Interesse des Patentschutzes liegen, wenn, wie dies jetzt geschieht, Bilderhalter, Federhalter, Stiefelknechte und zahlreiche andere Dinge, für welche die einfache Form des Musterschutzes geradezu angezeigt ist, durch Erfindungspatente geschützt werden müssen.

Allerdings würden sich für solche Nützlichkeitsmuster andere Formen des Rechtsschutzes empfehlen, als für die Geschmacksmuster. Es würde in jedem Falle die offene Niederlegung verlangt werden müssen; auch würde eine Vorprüfung, wie solche in der nordamerikanischen Gesetzgebung vorgesehen ist, angezeigt sein. Es würde dann auch die Niederlegung nicht bei den Handelsgerichten erfolgen können, und es empfiehlt sich ohnehin, auch für die Geschmacksmuster die Einrichtung einer Centralstelle für die Aufbewahrung, so dass es angezeigt ist, künftig das Patentamt wie in den Vereinigten Staaten zugleich mit der Verwaltung der Einrichtungen für den Musterschutz zu beauftragen.

Das Gesetz über den Zeichenschutz ist seit dem 1. Mai 1875 in Kraft. Es sind jedoch während seiner 5jährigen Wirksamkeit im Ganzen nur 9269 Zeichen in das Register eingetragen, welche 4754 anmeldenden Firmen gehören. Davon gehören 2615 Zeichen 1094 ausländischen Firmen an, so dass in Deutschland nur 6654 Zeichen zu Gunsten von 3660 Firmen eingetragen worden sind. In dieser Summe sind auch die inzwischen wieder gelöschten Eintragungen begriffen, und jede Löschung oder Veränderung der anmeldenden Firma zieht auch die Löschung des Waarenzeichens nach sich. Im letzten Monate kamen auf 56 Eintragungen 8 Löschungen, so dass gegen 1000 Zeichen bereits wieder gelöscht sein mögen.

Digitized by Google

Die deutsche Industrie hat also von dem Markenschutz nur einen geringen Gebrauch gemacht.

Dennoch wurde die Einführung des Zeichenschutzes seiner Zeit von dem Handels- und Gewerbestande in zahlreichen und dringenden Anträgen gefordert, und diese Forderung war gewiss eine berechtigte. Das Fabrikzeichen ist das wirksame Mittel, die Thätigkeit und Production des Einzelnen in ihrem berechtigten Erfolge zu schützen, ihm die Früchte seiner geistigen und körperlichen Arbeit zu sichern. Der Fabrikant fügt im Vertrauen auf die Güte seines Fabrikats dem in den Handelsverkehr gebrachten Erzeugniss sein Zeichen bei, welches sein Product, das Resultat seines Fleisses, seiner Thätigkeit, gleichsam als Vertreter seiner Person begleiten soll. An das der Waare mitgegebene Zeichen knüpft sich das Schicksal seines ferneren Geschäftsbetriebes, der Ruf und die Zukunft seines Gewerbes. Deshalb muss ihm das Gesetz wirksame Hülfe gegen diejenigen verleihen, welche hinterlistig und bei der Schwierigkeit der Entdeckung mit der grössten Leichtigkeit sein Zeichen verfälschen und dazu missbrauchen, um ihm seine berechtigten Erfolge zu rauben und den Ruf seines Fabrikats zu untergraben. Wenn trotzdem der Gebrauch dieses Schutzmittels ein so beschränkter geblieben ist, so mag dies zum Theil in den hohen Kosten der Eintragung (50 ℳ für jedes Zeichen, wozu noch die Bekanntmachung mit 6 ℳ und die Kosten des Holzstockes kommen) seinen Grund haben. Ein anderer Grund liegt aber unzweifelhaft in der noch immer nicht ausgerotteten Vorliebe des Publikums für fremde Erzeugnisse, fremde Waaren und fremde Aushängeschilder. Die Hauptverächter der deutschen Arbeit sitzen, wie Heinrich Bäcker, der eifrige Anwalt des Zeichenschutzes, sagt, in Deutschland selbst. Auch wenn man an das fremde Zeichen gar nicht glaubt, so liebt das Publikum es doch, sich mit demselben einen blauen Dunst vormachen zu lassen. Wer nicht zu den oberen 10000 gehört, welche nur importirte Havannah-Cigarren rauchen, kauft doch seine Bremer Cigarren mit einem Schilde der Fabrica de Tabacos von Lerjada in Habana. calle de Cuba No. 33 oder wie sonst. Auch in anderen Fabrikationszweigen verlangen die Grosshändler von dem Fabrikanten häufig, dass er seinen Namen und sein Zeichen verleugnen und ein ausländisches Zeichen auf seine Waaren anbringen soll. Sie verlangen es, weil das Publikum die inländische Industrie als niedriger stehend betrachtet, weil von den Käufern das fremde Product theurer bezahlt wird, als das einheimische. In dieser Beziehung haben wir ein sehr nützliches Correctiv durch den auch den ausländischen Fabrikanten eingeräumten Zeichenschutz erlangt. Wir haben gesehen, dass die Ausländer von unseren Zeichenregistern sehr fleissigen und ausgedehnten Gebrauch machen, und indem sie im Interesse ihrer Waare dem früher hergebrachten Missbrauch fremder Zeichen entgegentreten, entwöhnen sie auch das Publikum von der ausschliesslichen Anbetung fremder Zeichen und helfen die deutsche Industrie zu Ehren bringen. Ich hoffe, dass bald auch mit Cuba eine Gegenseitigkeit des Firmen- und Markenschutzes hergestellt sein wird, und dass dann die Fabrikanten der Habana das deutsche Publikum zwingen werden, die deutschen Cigarren unter deutschem Namen zu rauchen.

Es sind jedoch nicht die angeführten Ursachen allein, aus welchen der beschränkte Gebrauch des Zeichenschutzes hervorgeht, sondern es muss behauptet werden, dass auch in dem System unseres Gesetzes Mängel enthalten sind, welche den Werth des Zeichenschutzes herabdrücken; und gerade in den Landestheilen, in welchen von Alters her ein anders geordneter Zeichenschutz bestand, hat das neue Markenschutzgesetz die lebhafteste Anfechtung gefunden, vorzugsweise in dem Gebiete der Bergischen Eisenindustrie. Ich berufe mich auf die Schrift von Heinr. Bäcker: „Zum Zeichenschutze". Remscheid 1876. Der Gebrauch der Waarenzeichen bei der Bergischen Eisenindustrie ist uralt, und dieser Gebrauch musste eine grosse Bedeutung gewinnen bei Waaren, deren Güte nicht mit dem Auge, sondern erst durch den Verbrauch erkannt werden kann, bei Waaren, deren Absatz an Käufer erfolgt, welche schriftliche Firmenbezeichnungen nicht lesen können. Das Zeichen eines Drachen war, wie Bäcker sagt, dem polnischen und auch dem deutschen Bauer leichter verständlich, als die Firma Joh. Pet. Hasenclever's seel. Wittwe in Remscheid. So war denn schon, wie Bäcker mittheilt, durch ein Privilegium vom 5. Juli 1600 der ausschliessliche Gebrauch der Waarenzeichen für das Bergische Land geordnet, und durch die Zeichenordnung vom 19. December 1765 wurde die Einrichtung des Zeichenregisters in der Weise geregelt, wie sie trotz mancher Schwankungen im Wesentlichen unverändert auch unter der preussischen Gesetzgebung bestehen geblieben ist. Die Eintragung in diese Zeichenrolle erfolgte auf Grund einer Vorprüfung durch ein mit Sachverständigen besetztes Gericht. Ganz ähnliche Einrichtungen hatten sich unter ähnlichen Verhältnissen in der Zunft der Messerschmiede in Sheffield ausgebildet. Als man 1874 unternahm, den ausschliesslichen Gebrauch der Fabrikzeichen bei allen Arten von Waaren zu schützen, fielen diese besonderen Einrichtungen für einzelne Gewerbszweige weg. Die Einrichtungen, welche an die Stelle traten, mussten gleichmässig für Gewerbe wie für Kurzwaaren, für Seifen und Lichter wie für Stahl- und Messingwaaren passen; sie konnten eben deshalb ihren Zweck nicht mit derselben Vollkommenheit erfüllen, wie dies bei der für eine einzelne Waarengattung eingerichteten Zeichenrolle der Fall war. Die Uebereinstimmung oder Verschiedenheit der Marken musste lediglich nach der Zeichnung oder dem Holzschnitt geprüft werden. Es ist aber bekannt, dass ziemlich verschiedene Zeichnungen eine verdächtige Aehnlichkeit bekommen können, wenn sie in Eisenwaaren eingeschlagen, besonders wenn sie zufällig oder absichtlich etwas undeutlich eingeschlagen werden. So wird zum Beispiel das bekannte Wasserzeichen der Zwillinge von täuschend ähnlichen Zeichen anderer Fabrikanten begleitet, welche im Holzschnitt etwas ganz anderes, ein umgekehrtes W oder was sonst darstellen. Bäcker empfiehlt deshalb die Wiedereinführung der Vorprüfung für die einzutragenden Marken, die Errichtung einer einheitlichen Zeichenrolle für ganz Deutschland, welche nach den verschiedenen Industriezweigen in Abtheilungen zerlegt werden soll. Für jede dieser Abtheilungen soll ein besonderes Sachverständigengericht gebildet werden. Die Anmeldung zur Eintragung soll dagegen am Wohnorte des Gewerbtreibenden bewirkt werden können.

Diese Vorschläge verdienen hohe Beachtung. Die Vorprüfung und die Führung eines einheitlichen Zeichenregisters ist auch durch das neueste Markenschutzgesetz angenommen, welches für die Schweiz am 19. December 1879 ergangen ist. Die Eintragung erfolgt erst nach der Veröffentlichung der angemeldeten Marke durch ein besonderes Anzeigeblatt, wenn kein Einspruch erhoben wird. Ueber den etwa erhobenen Einspruch entscheidet nach contradictorischer Verhandlung das Fabrik- und Handelsmarkenamt. Auch in England und in den Vereinigten Staaten wird ein einheitliches Register geführt, und es wird bei jeder Anmeldung, jedoch ohne vorheriges Aufgebot, geprüft, ob das angemeldete Zeichen mit einem bereits eingetragenen identisch oder zum Verwechseln ähnlich ist. Der Pariser Patentcongress empfiehlt zwar die Führung eines einheitlichen Registers mit der Anmeldung am Wohnorte des Gewerbtreibenden,

Digitized by Google

sprach sich aber gegen die Vorprüfung aus. Meines Erachtens kann allerdings die Vorprüfung bei der Einrichtung eines allgemeinen, für alle Waarengattungen bestimmten Registers nicht mit dem Effect bewirkt werden, wie dies bei der Zeichenrolle für die Bergischen und Märkischen Stahlwaaren geschehen konnte. Man hätte auch sicher besser gethan, wenn man diese besondere Zeichenrolle für das erwähnte Industriegebiet nach den dafür ergangenen Specialgesetzen hätte fortführen lassen, wie dies in England mit der besonderen Zeichenrolle der Messerschmiede in Sheffield beim Erlass des allgemeinen Gesetzes vom 13. August 1875 geschehen ist. Die bei uns bestehende leidige Abneigung gegen alle Specialgesetze ist der Grund, weshalb man, um andere Industriezweige mit der unvollkommeneren Einrichtung zu beschenken, es für nöthig hielt, die seit drei Jahrhunderten bewährten localen Einrichtungen des Bergischen Landes zu zerstören.

Der Rechtsschutz des Waarenzeichens erstreckt sich nach § 20 des Gesetzes vom 30. November 1874 auch auf die von Ausländern angemeldeten Marken, sofern in ihrem Heimatlande Gegenseitigkeit verbürgt ist. Auf dem Gebiete des Patentschutzes ist eine solche internationale Geltung zur Zeit gänzlich ausgeschlossen, und es ist auch nicht zu erwarten, dass sie künftig werde erreicht werden. Der Musterschutz ist zwar auch ausländischen Gewerbtreibenden eröffnet, da er aber nur dazu bestimmt ist, die inländische Fabrikation zu schützen, so kann er praktisch keine internationale Bedeutung erlangen, und unter 186000 in Deutschland geschützten Mustern befinden sich thatsächlich nur 133 von Ausländern niedergelegte. Auf dem Gebiete des Markenschutzes dagegen hat die Forderung der internationalen Geltung eine unbedingte Berechtigung und eine eminent praktische Bedeutung, und es muss deshalb auch als ein grosser Nutzen für die Industrie bezeichnet werden, dass das Markenschutzgesetz und die Handelsverträge den gegenseitigen Schutz der Waarenbezeichnungen zwischen Deutschland und den Nachbarländern sichern und zwar für die namentlichen Bezeichnungen ohne Weiteres, für die figürlichen unter der Bedingung der Eintragung. Es hat jedoch mit dem internationalen Rechtsschutz in der Praxis unter Umständen eine eigene Bewandtniss. Sie kennen wahrscheinlich den Rechtsfall, in welchem durch die Pariser Gerichte dem Buche von Moritz Busch über den Grafen Bismarck und seine Leute das vorbehaltene Uebersetzungsrecht trotz klarster Sachlage abgesprochen wurde. Den Cölner Herren wird eine ähnliche Entscheidung in Bezug auf die Führung einer Eau de Cologne-Firma in Paris erinnerlich sein. Leidenschaftliche Verstimmungen vermögen eben auch den Spiegel der Rechtspflege zu trüben. In England wird die Rechtsgleichheit der ausländischen Gewerbtreibenden, welche durch den Handelsvertrag garantirt ist, erheblich geschmälert durch das Zollgesetz vom 27. Juni 1872. Dieses Gesetz verhietet in § 4 die Einfuhr und Durchfuhr aller ausländischen Waaren, welche einen Namen oder eine Marke tragen, aus welchen sich folgern lässt, dass dieselben in England fabricirt seien. So darf z. B. kein Postpapier mit dem allgemein gebräuchlichen Stempel „Paper Bath" eingeführt werden, während dagegen der Gebrauch der Bezeichnung „Kölnisches Wasser" in dem Gesetz vom 7. August 1862 ausdrücklich für unbeschränkt zulässig erklärt wird. Englische Grosshändler pflegen die bestellten Waaren ausser mit dem Zeichen des Fabrikanten auch mit ihrer Firma versehen zu lassen. Die Einfuhr der so bezeichneten Waaren aus Deutschland wird jedoch durch das erwähnte Zollgesetz verhindert. Die vollständige internationale Rechtsgleichheit wird eben stets ein unerreichtes Ideal bleiben, und wir dürfen befriedigt sein, uns demselben so weit als geschehen ist genähert zu haben.

Zum Schluss meines Vortrages muss ich Ihre Nachsicht darüber erbitten, dass ich Sie durch die trockene Vorführung zahlreicher statistischer Daten und Zahlen vielleicht ermüdet habe. Als wir gemeinsam für den Patentschutz kämpften, da haben wir in unseren Reden uns nicht bloss an Ihr Gedächtniss und Ihr Urtheil, sondern oft auch an Ihr Herz und Ihre Empfindung gewendet. Wir mussten damals den Nutzen, welchen wir von dem Patentschutz erwarteten, der Einbildungskraft deutlich machen, wir mussten die Zweifelnden überreden, die Schwankenden bestärken. Jetzt dagegen galt es den Versuch, über das durch den Schutz der Industrie bisher wirklich Erreichte Rechenschaft zu geben. Dass dieses Resultat ein gewaltiges und ein segensreiches gewesen ist, wird auch vielleicht aus meinem unvollkommenen Vortrage deutlich geworden sein, und an diesem Resultate hat einen ganz hervorragenden Antheil Ihr Verein, welcher für den Patentschutz seit seiner Gründung mit dem grössten Nachdruck und der grössten Ausdauer gekämpft hat. Indem Ihr Verein zuletzt im Zusammenwirken mit dem Patentschutzverein uns das Patentgesetz erkämpft hat, hat er für den Bau der deutschen Industrie ein Baugerüst geschaffen, unter dessen Schutze sie emporstreben und einst alles Andere überragen wird, wie die eben vollendeten Thürme des stolzen Domes dieser Stadt. Möge Jeder unter diesem gesetzlichen Schutze nach seinen Kräften bemüht sein, die Industrie durch die Producte seines Fleisses und die Schöpfungen seines Geistes zu bereichern. Möge namentlich Ihr Verein auch ferner auf allen Wegen unablässig und mit dem gleichen Erfolge diesem Ziele zustreben. Es blühe der deutsche Ingenieur-Verein! Es wachse und gedeihe die deutsche Industrie!

# Ueber die Verwendung des Compound-Systems für Locomotiven.

Von **v. Borries**, Regierungs-Maschinenmeister in Hannover.

(Vorgetragen im Hannoverschen Bezirksverein am 5. März 1880.)

## I. Einleitung.

Der Unterschied zwischen dem gewöhnlichen und dem Woolf'schen, resp. Compound-System besteht bekanntlich darin, dass bei dem ersteren die Expansionswirkung des Dampfes nur in einem Cylinder, bei den beiden letzteren dagegen in zwei Cylindern von verschiedenen Durchmessern stattfindet. Die Woolf'schen und Compound-Maschinen weichen darin von einander ab, dass bei den letzteren zwischen beiden Cylindern ein Reservoir, der sog. Receiver, eingeschaltet ist, welcher bei ersteren fehlt.

Nachdem das Compound-System für grosse Schiffs- und stationäre Dampfmaschinen allgemein Eingang gefunden hat und hier mit vollem Rechte als das beste Maschinen-System angesehen wird, erscheint es bemerkenswerth, dass erst neuerdings mit demselben Versuche an Locomotiven gemacht worden sind, trotzdem dasselbe die Brennmaterial-Ersparniss eine so bedeutende Rolle spielt.

Digitized by Google

Der Grund für diese Thatsache dürfte in dem Umstande zu suchen sein, dass das Compound-System bei Locomotiven constructive Schwierigkeiten bietet, dass es insbesondere bis vor Kurzem nicht gelungen war, eine Anordnung von solcher Einfachheit in Construction und Handhabung zu treffen, wie sie für den Eisenbahnbetrieb gefordert werden musste.

Um so grösser ist das Verdienst des Ingenieurs Mallet in Paris (eines Schweizers), welcher zuerst Locomotiven nach dem von ihm erfundenen Compound-System für die Bahn von Bayonne nach Biarritz erbaute, deren günstige Resultate darauf auch andere Bahnen in Frankreich, Spanien und England zu Versuchen mit diesem System ermuthigten.

Eine der Schwierigkeiten, welche das Compound-System bei Locomotiven bietet, besteht darin, dass man die Maschine nicht ohne Weiteres in Gang setzen kann, wenn die Kurbel des kleinen Cylinders ihrem todten Punkte nahe steht. Während man bei stationären und Schiffsmaschinen für diesen Fall ein kleines Ventil anzubringen pflegt, mittelst dessen Dampf direct in den Schieberkasten des grossen Cylinders eingelassen werden kann, ist eine solche Manipulation für den Locomotiv-Betrieb bei weitem zu umständlich, da die Locomotive, insbesondere beim Rangiren, den Handgriffen des Führers sofort Folge leisten muss.

Aus diesem Grunde und um die Maschine für sehr variable Kraftleistungen geeignet zu machen, construirte Mallet seine Maschine so, dass der Führer dieselbe nach Belieben in eine Maschine nach gewöhnlichem System (von der verschiedenen Grösse der Cylinder abgesehen) oder in eine Compound-Maschine verwandeln kann; beim Anfahren und Rangiren, sowie auf starken Steigungen wird dann mit dem gewöhnlichen System, während der Fahrt sonst mit dem Compound-System gearbeitet.

Der Umschaltungs-Apparat ist der wesentlichste Theil des Mallet'schen Systems, welches nun zunächst kurz beschrieben werden soll; die Angaben über dieses System entnehmen wir einem Aufsatze von Schaltenbrand in Berlin im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" 1879, S. 119 u. f.

## II. Beschreibung des Compound-Systems Mallet.

### 1. Der Umschaltungs-Apparat oder Vertheilungsschieber.

In einem, an der linken Seite der Rauchkammer angebrachten gusseisernen Gehäuse, Fig. 1 bis 4, befindet sich auf einer mit drei Oeffnungen *a, b, d* versehenen ebenen Fläche ein Muschelschieber *c*, welcher vom Standorte des Heizers aus mittelst Zugstange und Schraubenkurbel verstellt werden kann. In dieses Gehäuse tritt der Dampf vom Dampfdom, bezw. dem Regulator her durch das Rohr *f*, dessen Fortsetzung *g* das Einströmungsrohr für den kleinen (Hochdruck-) Cylinder bildet. Der Canal *a* führt in das Einströmungsrohr des grossen (Niederdruck-) Cylinders. *b* steht mit dem Ausströmungsrohr des kleinen Cylinders, *d* mit dem Blasrohr in Verbindung.

Bei der in Fig. 1 gezeichneten Stellung des Vertheilungsschiebers *c* gelangt der Dampf vom Kessel aus durch das Rohr *g* nur in den kleinen Cylinder, ströma nach theilweiser Expansion daselbst durch die Canäle *b* und *a* nach dem grossen Cylinder und von diesem durch ein besonderes Rohr wie gewöhnlich nach dem Blasrohr. Die Maschine arbeitet also bei dieser Schieberstellung nach dem Compound-System.

Wird der Vertheilungsschieber *c* in die Stellung Fig. 2 gebracht, so erhält auch der grosse Cylinder durch den Canal *a* Dampf aus dem Kessel, während der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf durch die Canäle *b* und *d* direct in das Blasrohr entweicht; die Maschine arbeitet also nun wie jede andere Locomotive, mit dem Unterschiede, dass die Kraftwirkung im grossen Cylinder erheblich grösser als im kleinen ist.

Fig. 1

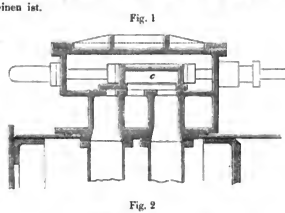



Fig. 2

Fig. 3

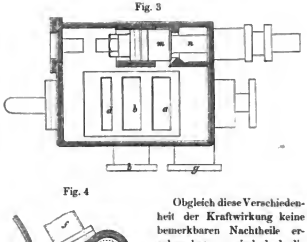



Fig. 4

Obgleich diese Verschiedenheit der Kraftwirkung keine bemerkbaren Nachtheile ergeben hat, so sind doch die neueren Mallet'schen Maschinen mit einem, neben dem Vertheilungsschieber gelegenen Druckreductions-Apparat versehen, bestehend in einem Differentialkolben *m, n*, welcher den directen Dampf nur mit verringerter Spannung in den Schieberraum, also auch in den grossen Cylinder eintreten lässt. Dieser Druckregulator wirkt, wie bekannt, in ökonomischer Beziehung ungünstig, sichert aber vor dem Schleudern der Triebräder bei stärkster Kraftleistung. Mit Rücksicht auf den Gebrauch der Gegendampfbremse ist übrigens die Einrichtung getroffen, dass der Differentialkolben die Communication zwischen dem Einströmungsrohre und Schieberraum nie ganz absperren kann; es bleibt vielmehr immer noch eine Oeffnung von angemessenem Querschnitt offen, durch welche der beim Ge-



Digitized by Google

brauch der Bremse comprimirte Dampf in den Kessel zurücktreten kann. Hiernach ergiebt sich, dass das Triebwerk des grossen Cylinders nicht nur stets beim Fahren mit der Dampfbremse, sondern auch gelegentlich beim Anfahren dem vollen Dampfdruck ausgesetzt wird.

Das von dem Canal *a* ausgehende Einströmungsrohr des grossen Cylinders, welches nebst dem Rohre *b* den „Receiver" bildet, liegt zum Theil innerhalb der Rauchkammer, so dass der durch dasselbe vom kleinen nach dem grossen Cylinder strömende Dampf noch etwas weiter erwärmt, bezw. das bei der ersten Expansion niedergeschlagene Wasser wieder verdampft wird.

### 2. Steuerung der Mallet'schen Locomotiven.

Die Regulirung der im Uebrigen von der gebräuchlichen Coulissen-Steuerung nicht abweichenden Steuerung erfolgt bei den neueren Mallet'schen Locomotiven mittelst einer Steuerschraube nach der in Frankreich üblichen Construction; die Steuerwelle ist aber getheilt, mit doppelten Hebeln und Schubstangen versehen und steht nur der rechtsseitige Theil derselben, welcher zur Steuerung des grossen Cylinders dient, mit der Mutter der Steuerschraube in fester Verbindung. Um nun dem linken, kleinen Cylinder geringere Füllungen als dem grossen geben zu können, ist für diesen noch ein besonderer Handhebel vorhanden, dessen Zahn in die Zahnlücken eines durch die Steuerschraube bewegten Hebelarmes eingeklinkt werden kann, und welcher durch eine Zugstange mit dem Hebel des linken Theiles der Steuerwelle verbunden ist; es kann also der linksseitige Theil der Steuerwelle mit der linken Coulisse mittelst des Handhebels gegen den rechtsseitigen innerhalb der durch Knaggen gegebenen Grenzen relativ verstellt werden, wodurch mithin in beiden Cylindern verschiedene Füllungen herbeigeführt werden können.

### 3. Kritik des Systems Mallet.

»Obgleich nicht zu verkennen, dass das System Mallet ausserordentlich sinnreich erdacht ist, so ist doch auch ersichtlich, dass dasselbe für den praktischen Eisenbahnbetrieb, sowuhl bezüglich der Construction als auch der Handhabung, an Einfachheit noch zu wünschen übrig lässt. Der Vertheilungsschieber ist ein Bestandtheil, welcher an anderen Locomotiven nicht vorhanden ist, und welcher bei grossen Locomotiven sicherlich unbequeme Dimensionen annehmen wird.

Da ferner bei dem Compound-System im kleinen Cylinder die Compression schon mit der Receiverspannung beginnt, so muss erstens erstere, damit die Endspannung diejenige des eintretenden Dampfes nicht überschreite, verhältnissmässig spät beginnen, wodurch bei allen Coulissensteuerungen negative innere Deckung des Schiebers bedingt wird; zweitens sind noch die schädlichen Räume grösser als gewöhnlich (= 10 bis 12 pCt. des Hubes) herzustellen. Diese Verhältnisse wirken beim Arbeiten nach dem gewöhnlichen System ungünstig auf den Dampfverbrauch ein.

Noch mehr als die Construction lässt die Handhabung der Maschine an Einfachheit zu wünschen übrig. Der Führer wird oft nicht wissen, ob er am besten nach dem gewöhnlichen oder nach dem Compound-System arbeiten soll. Der Umstand, dass die Füllungsgrade in beiden Cylindern unabhängig von einander verstellt werden können, lässt eine stets richtige Regulirung derselben während der Fahrt mit dem Compound-System mindestens unwahrscheinlich erscheinen. Das Verstellen des Vertheilungsschiebers, nachdem der Zug in Gang gesetzt ist, und die darauf folgende Regulirung der Steuerung für das Compound-System, sowie das Zurückstellen beider bei der Ankunft auf einer Station sind Manipulationen, welche an gewöhnlichen Locomotiven nicht vorkommen. Der Hauptnachtheil, welcher dem Mallet'schen System, wenigstens in seiner jetzigen Gestalt, anhaftet, liegt aber im Constructions-Princip desselben und besteht darin, dass gerade bei den stärksten Kraftleistungen der Maschine, wenn also die Dampfersparniss am wichtigsten ist, nicht nach dem Compound-, sondern nach dem gewöhnlichen System gearbeitet werden soll. Thatsächlich haben auch diejenigen Mallet'schen Maschinen, welche viel nach letzterem System arbeiten mussten, keine günstigen Resultate erzielt, was sich nach dem Obigen leicht erklärt.

Die Bedingungen für die beste Construction einer Compound-Locomotive sind nach dem Besprochenen folgende:

1) Die Maschine soll nur nach dem Compound-System arbeiten.
2) Die alsdann erforderliche Einrichtung für das Anfahren soll in Construction und Handhabung möglichst einfach sein.
3) Die Steuerung soll derart angeordnet sein, dass für bestimmte Füllungsgrade im kleinen Cylinder stets selbsthätig die passenden Füllungsgrade im grossen Cylinder zur Anwendung gelangen und Willkür der Führer in dieser Beziehung ausgeschlossen ist.

Diesen Bedingungen wird durch das nachstehend beschriebene, vom Verfasser entworfene Compound-System für Locomotiven Genüge geleistet.

## III. Beschreibung des Compound-Systems des Verfassers.

### 1. Beschreibung der Dampfleitung und Vorrichtung zum Anfahren.

Bei diesem System führt das Dampfeinströmungsrohr den Dampf vom Kessel aus nur nach dem kleinen Cylinder, von wo derselbe nach theilweiser Expansion durch das in der Rauchkammer gelegene Zwischenrohr (Receiver) in den grossen Cylinder gelangt, um nach weiterer Expansion daselbst durch das Blasrohr in den Schornstein zu entweichen. Die Vorrichtung zum Ingangbringen der Maschine ist mit dem gewöhnlichen Dampfregulator combinirt und besteht lediglich aus einem im Regulatorspiegel angebrachten kleinen Canale und einer Rohrleitung von etwa 20$^{mm}$ Weite, durch welche bei gewissen Stellungen des Regulatorschiebers Dampf in den Receiver oder in den Schieberkasten des grossen Cylinders gelangt. Der Regulator ist in Fig. 5 bis 7 dargestellt und unterscheidet sich von der gewöhnlichen Construction nur dadurch, dass der kleine Canal *a* angebracht ist, welcher durch die Rohrleitung *b* mit dem Receiver communicirt; in dem unteren „grossen" Regulatorschieber *m* und in dem oberen „kleinen" *n* sind gleichfalls kleine Canäle *c*, *d* derart angebracht, dass bei geöffnetem kleinen und geschlossenem grossen Regulatorschieber Dampf aus dem Kessel in den Receiver gelangt.

Will nun der Führer die Maschine in Gang setzen, so öffnet derselbe, wie gewöhnlich, zunächst den kleinen Schieber *n*, wodurch derselbe aus der Stellung Fig. 5 in diejenige Fig. 6 gelangt; darauf ströhmt Dampf durch die Canäle *d*, *c*, *a* in den Receiver, wo derselbe aber ein grosses Volumen vorfindet und daselbst wegen des engen Querschnittes des Canales *a* erst allmählich an Spannung zunimmt. Gleichzeitig ströhmt aber auch durch den erheblich grösseren Canal *ee* und das Einströmungsrohr Dampf in den Schieberkasten des kleinen Cylinders, wo derselbe ein weit kleineres Volumen auszufüllen hat und demnach schnell Spannung erhält. Bei angemessener

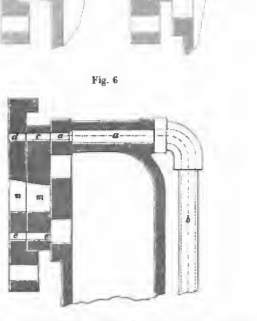
Digitized by Google

Wahl der Querschnitte der Canäle *a* und *e* wird demnach sogleich derselbe Spannungszustand des Dampfes in den verschiedenen Räumen hergestellt, welcher daselbst während der Fahrt herrscht, so dass sich also die Maschine sofort in Bewegung setzen muss. Sobald dies geschehen ist, öffnet der Führer den Regulator wie gewöhnlich weiter, wodurch bei der Mitbewegung des grossen Schiebers *m* der Canal *a* abgeschlossen und die grösseren Einströmungsöffnungen geöffnet werden, während die Schieber in die Stellung Fig. 7 gelangen.

Fig. 5

Fig. 7

Fig. 6



Bei ganz kleinen Maschinen, wo ein doppelter Schieber überflüssig ist, kann der Canal *a* auch so angebracht werden, dass derselbe nur bei ganz geöffnetem Regulatorschieber frei wird; diese Anordnung entspricht wieder den jetzigen Gewohnheiten der Führer, welche, wenn eine kleine Maschine sich nicht gleich beim Oeffnen des Regulators in Bewegung setzt, denselben sogleich ganz zu öffnen pflegen.

### 2. Beschreibung der Steuerung.

Bei der Construction der Steuerungs-Vorrichtung ist zunächst festzustellen, welcher Füllungsgrad im grossen Cylinder einem jeden Füllungsgrade im kleinem Cylinder entspricht. Die Bedingung für die beste Ausnutzung des Dampfes ist hier, dass der Uebertritt desselben aus dem kleinen in den grossen Cylinder ohne Spannungswechsel erfolge, d. h. dass der aus dem kleinen Cylinder austretende Dampf im Receiver Dampf von nahezu gleicher Spannung vorfinde. Andererseits ist es, namentlich für die grösseren Füllungsgrade, sehr wünschenswerth, dass die Arbeitsleistung in beiden Cylindern nahezu gleich sei, damit eine volle Ausnutzung der Adhäsion der Treibräder stattfinden könne, ohne dass ein Schleudern eintrete; um dies zu erreichen, muss man nicht nur dem kleinen Cylinder einen verhältnissmässig grossen Querschnitt, sondern auch im grossen Cylinder bei starker Leistung der Maschine etwas mehr Füllung geben, als der eben festgestellten Bedingung für die vortheilhafteste Dampfwirkung entspricht, damit die Spannung im Receiver herabgezogen werde.

Sucht man nach diesen Bedingungen durch Construction der Diagramme für angenommene Füllungen des kleinen Cylinders die besten Füllungsgrade für den grossen Cylinder auf, so ergiebt sich, dass beide mit einander abnehmen müssen. Die Füllung im grossen Cylinder nimmt aber langsamer ab, als diejenige im kleinen, und ist die Abnahme um so geringer, je grösser der kleine Cylinder im Verhältniss zum grossen ist, so dass beispielsweise bei einem Verhältniss der Querschnitte von 1 : 1,9 die zu einander passenden Füllungsgrade sind:

| | | | |
|---|---|---|---|
| im kleinen Cylinder | 0,7 | 0,4 | 0,2 |
| im grossen „ | 0,7 | 0,5 | 0,35 |

während bei einem Verhältniss der Querschnitte von 1 : 2,25 bis 1 : 2,5 in beiden Cylindern gleiche Füllungsgrade angenommen werden können, doch kann bei letzteren Verhältnissen eine gleichmässige Vertheilung der Arbeit auf beide Cylinder nicht mehr stattfinden.

Uebrigens erfordert die Feststellung der Füllungsverhältnisse ein sorgfältiges Studium der im Zusammenhange mit der Grösse des Receivers, der schädlichen Räume, der Verhältnisse der Coulissensteuerung und der Schieber entworfenen Diagramme, wobei vielfache Rücksichten zu nehmen sind, welche sich im Zusammenhange kaum beschreiben lassen.

Im kleinen Cylinder einen Füllungsgrad anzuwenden, welcher gleich dem Verhältnisse der Cylinderquerschnitte ist, wie Schaltenbrand am oben genannten Orte vorschlägt, würde nicht zweckmässig sein, da alsdann bei starker Beanspruchung der Maschine wegen der höheren Receiverspannung dem grossen Cylinder ein unverhältnissmässig grosser Theil der Arbeit zufallen würde, während bei geringer Leistung und niedriger Receiverspannung das Umgekehrte stattfindet.

Bei kleinen Maschinen ist man mit den Dimensionen des grossen Cylinders nicht beschränkt, kann also das Verhältniss der Querschnitte von 1 : 2,25 (der Durchmesser von 1 : 1,5) unbedenklich anwenden, so dass für solche Maschinen eine besondere Construction der Steuerung nicht erforderlich ist, weil nach dem Gesagten beide Cylinder gleiche Füllungen erhalten können.

Bei grossen Maschinen für Hauptbahnen kann man aber die grossen Cylinder aus constructiven Rücksichten nicht wohl so gross herstellen, als bei diesem Cylinderverhältniss nöthig sein würde. Da sich ausserdem bei einem Querschnittsverhältniss von ca. 1 : 1,9 eine gleichmässige Vertheilung der Arbeit auf beide Kolben für alle Füllungsgrade besser herstellen lässt, so ist in diesen Fällen, da nach dem Besprochenen die gleichzeitigen Füllungsgrade in beiden Cylindern verschieden sein sollen, eine Steuerung mit getheilter Welle erforderlich, für welche wir, der oben ad 3) aufgestellten Bedingung gemäss, die nachstehend beschriebene Construction entworfen haben.

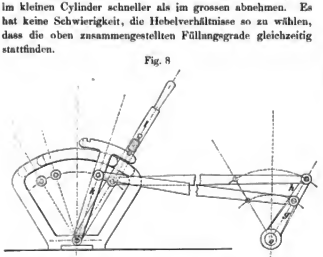
Auf der getheilten Steuerwelle *o*, Fig. 8, befinden sich zwei Hebel von ungleicher Länge, von denen der längere *h*, welcher zur Verstellung der Coulisse des grossen Cylinders dient, mittelst einer Schubstange in der üblichen Weise direct mit dem Handhebel *l* verbunden ist. Neben dem Handhebel *l*



Digitized by Google

befindet sich ein kurzer Hebel $k$, welcher durch eine Schubstange mit dem kurzen Hebel $g$ auf der Steuerwelle verbunden ist und demnach zur Verstellung der Coulisse des kleinen Cylinders dient. Die Hebellängen der Hebel $l$ und $k$ sind im Allgemeinen gleich, auch sind die Endstellungen derselben durch Knaggen am Steuerungsbock derart begrenzt, dass sich in diesen die Hebel $g$ und $h$ decken, also beide Cylinder gleiche Maximalfüllungen erhalten. Es ist nun am Hebel $l$ ein Zahn angebracht, mittelst dessen die beiden Hebel $l$ und $k$ in beiden Endstellungen gegen einander festgestellt werden können. Wird dann der Hebel $l$ nach der Mitte zu verlegt, so ist ersichtlich, dass der Hebel $g$ sich der Mittelstellung schneller als der Hebel $h$ nähert, dass also die Füllungsgrade im kleinen Cylinder schneller als im grossen abnehmen. Es hat keine Schwierigkeit, die Hebelverhältnisse so zu wählen, dass die oben zusammengestellten Füllungsgrade gleichzeitig stattfinden.

Fig. 8



Beim Rangiren wird der Zahn am Hebel $l$ ausgeklinkt und der Hebel $k$ durch Ansätze, welche dessen Relativstellung gegen $l$ begrenzen, mitgenommen und in den hierbei allein benutzten Endstellungen gegen die Knaggen am Steuerungsbock festgestellt.

Es ist klar, dass auf dieselbe Weise eine Regulirung der Steuerung mit Schraube construirt werden kann, wo dann der Hebel $k$ durch ein besonderes Gleitstück, von kürzerem Hub als die Schraubenmutter, ersetzt wird.

Die Handhabung dieser Steuerung ist, wie ersichtlich, ebenso einfach wie an einer gewöhnlichen Maschine, und ist eine willkürliche, unrichtige Verstellung der Füllungsgrade in beiden Cylindern gegen einander ausgeschlossen.

### 3. Vergleich mit dem System Mallet.

Die Hauptvorzüge dieses Systems, dem Mallet'schen gegenüber, bestehen darin, dass bei ersterem die allgemeinen Vorzüge der Compound-Maschine voll ausgenutzt werden, und dass dasselbe in der Construction und Handhabung erheblich einfacher ist.

Um dieselbe Maximal-Zugkraft zu erhalten, sind bei diesem System allerdings grössere Cylinder als bei Mallet erforderlich; es ist indess wohl anzunehmen, dass auch Mallet für die Folge grössere Cylinder anwenden wird, um auf den stärkeren Steigungen nicht mit dem gewöhnlichen System arbeiten zu müssen, da sich dieses als unökonomisch erwiesen hat.

### 4. Vergleich mit dem gewöhnlichen Maschinen-System.

Nachdem im Vorstehenden das Compound-System des Verfassers erläutert und mit demjenigen von Mallet verglichen worden, ist nunmehr zu erörtern, welche Vorzüge dasselbe dem gewöhnlichen Maschinen-System gegenüber bietet.

Während der Expansion findet bekanntlich eine theilweise Condensation des Dampfes statt, so dass demnach die Temperatur des verbliebenen Dampfes stets dem betreffenden Druck und Sättigungspunkt entsprechen wird. Es herrschen somit bei starker Expansion in einem Cylinder zu Anfang und Ende derselben sehr verschiedene Temperaturen; die Wände des Cylinders, des Kolbens und der Deckel werden somit eine mittlere Temperatur annehmen. Da nun gegen Ende der Expansion und namentlich während der Ausströmung der Dampf mit einer grossen Fläche in Berührung ist, so wird während dieser Zeit eine nicht unerhebliche Wärmemenge von den Wänden auf den ausströmenden Dampf übertragen, wodurch die Temperatur derselben ziemlich niedrig sein wird.

Strömt nun wieder Dampf ein, so condensirt sich ein Theil desselben an den erkalteten Wänden. Da die Wände des Cylinders etc. stets feucht sind, so wird diese Condensation und Wärmeabgabe ziemlich lebhaft stattfinden, so dass sich also eine gewisse Wärmemenge durch den Cylinder schleicht, ohne daselbst Arbeit zu verrichten.

Bei der Compound-Maschine wird nun die Gesammtabnahme der Temperatur mit der Expansion auf zwei Cylinder vertheilt, wodurch die Condensation und Nachverdampfung sehr vermindert wird; auch wird diejenige Wärmemenge, welche durch Nachverdampfung im kleinen Cylinder nach dem Receiver gelangt, zum grössten Theile im grossen noch wieder nutzbar gemacht. Ausserdem wird bei dem Compound-System der durch die schädlichen Räume der Cylinder verursachte Dampfverlust wesentlich vermindert, sowie ein gleichmässigerer Druck auf die Kolben erzielt.

Dies sind die bekannten Vorzüge des Compound-Systems gegenüber der Expansion in einem Cylinder; bei der Locomotive treten noch weitere hinzu, welche von noch grösserer Wirkung auf die Brennmaterialiersparniss sind.

Bekanntlich wird bei Locomotiven die Expansion mittelst der Coulissensteuerung und einfachen Schiebern bewirkt; das hat zur Folge, dass bei geringen Füllungen die Ein- und Ausströmungsöffnungen nur sehr wenig geöffnet werden, so dass bei Füllungen unter $^1/_4$, auch der starken Compression wegen, ein wesentlicher ökonomischer Vortheil nicht mehr erzielt wird; andererseits werden die Dimensionen der Cylinder so gross bemessen, dass $^1/_4$ bis $^1/_3$ Füllung auch bei voller Belastung der Maschine nicht überschritten zu werden braucht.

Nimmt man nun bei dem Compound-System ein mittleres Querschnitts-Verhältniss der Cylinder von 1 : 2 an, so kann man mit derselben Steuerung bis zu $^1/_4$ Füllung im kleinen Cylinder, also bis zu $^1/_8$ Gesammtfüllung gehen. Berücksichtigt man nun, dass die Züge selten voll belastet sind, und dass namentlich die volle Zugkraft nur auf den stärkeren Steigungen angewandt wird, welche meistens nur einen geringen Bruchtheil der im Ganzen durchfahrenen Strecke umfassen, so ist ersichtlich, dass die bei dem Compound-System möglichen geringen Füllungsgrade zu ganz überwiegender Anwendung kommen werden, wodurch dem gewöhnlichen System gegenüber ein ganz bedeutender Vortheil erzielt werden wird.

Dieser Vorzug, welcher unseres Erachtens für die Einführung des Compound-Systems entscheidend sein wird, ist von anderer Seite bislang noch nicht hervorgehoben worden.

Ferner ist bekanntlich bei Locomotiven die Maschinenreibung, namentlich bei mehrfach gekuppelten Achsen, recht

Digitized by Google

bedeutend; da diese Reibung zum grössten Theile durch den Druck des Kolbens auf die Kurbelzapfen, Kuppelzapfen und Achshälse hervorgebracht wird, so ist ersichtlich, dass dieselbe mit abnehmendem Füllungsgrade zunimmt, da hierdurch die grössten Kolbenkräfte immer mehr nach den Hubenden hin verlegt werden. Diese Erscheinung macht man sich am besten klar, wenn man berücksichtigt, dass in jedem Momente die Reibungsarbeit nahezu dem Wege der Kurbel, die Nutzarbeit aber dem Wege des Kolbens proportional ist. Da nun bei dem Compound-System ein weit gleichmässigerer Druck auf die Kolben stattfindet, so wird auch die Maschinenreibung und damit die Abnutzung der Triebwerktheile vermindert. Auch ist zu bemerken, dass bei dem Compound-System beide Schieber zusammen nur demselben Dampfdruck, wie bei dem gewöhnlichen System jeder Schieber, ausgesetzt sind, womit also die Reibung und Abnutzung der Steuerungstheile auf etwa die Hälfte reducirt wird. Bezüglich der Beanspruchung des Triebwerkes des grossen Cylinders ist oben bereits erörtert, dass durch den Regulator des Verfassers beim Anfahren in den Cylindern und dem Receiver dieselben Dampfdruck-Zustände hervorgebracht werden, welche während der Fahrt herrschen; es ergiebt sich daraus, dass der grosse Kolben niemals einem Dampfdruck ausgesetzt sein wird, welcher die Hälfte der Kesselspannung wesentlich übersteigt. Denn während der Fahrt lässt die Steuerung eine höhere Spannung im Receiver nicht zu, und beim Anfahren mit voller Füllung in beiden Cylindern kommen schon der begrenzten Adhäsion der Triebräder wegen so hohe Dampfspannungen nicht vor, vorausgesetzt dass die Regulatorcanäle und Cylinder angemessene Dimensionen besitzen. Da auch bei Benutzung der Gegendampfbremse die Receiverspannung nicht wesentlich höher als gleich der Hälfte der Kesselspannung werden kann, wie eine nähere Berachtung zeigt, so wird bei dem Compound-System des Verfassers das Triebwerk des grossen Cylinders dieselben Dimensionen wie am kleinen Cylinder oder wie beim gewöhnlichen System erhalten können, welcher Punkt für die Praxis von grossem Werth ist und die Einführung des Compound-Systems wesentlich erleichtert.

Es dürfte durch die vorsichenden Erörterungen nachgewiesen sein, dass die Anwendung des Compound-Systems bei Locomotiven sich sehr wohl mit den sonstigen Constructionsbedingungen dieser Maschinen vereinigen lässt; es sind daher zunächst einige für die praktische Anwendung dieses Systems wesentliche Punkte zu besprechen.

### 5. Anwendung des Compound-Systems des Verfassers.

Die wichtigste Frage ist wohl diejenige nach dem Durchmesser des grossen Cylinders. Man berechnet denselben bekanntlich, indem man annimmt, dass der grosse Cylinder allein vorhanden sei und die ganze Dampfexpansion in demselben stattfinde, also nach der Formel:

$$d^2 = \frac{2\,Z\,D}{p\,l},$$

worin

$d$ den gesuchten Durchmesser,
$Z$ die (indicirte) Zugkraft,
$D$ den Durchmesser der Triebräder,
$p$ den mittl. Ueberdruck und
$l$ den Kolbenhub bezeichnet.

Für die Ausübung der Maximalzugkraft $Z_{max}$ darf man der Sicherheit wegen im kleinen Cylinder keinen grösseren Füllungsgrad als 0,55 bis 0,6 zur Anwendung bringen, um stets noch einen geringen Ueberschuss an Zugkraft zur Disposition zu haben; hiernach ergiebt sich:

a) für grosse Locomotiven, bei einem Querschnitts-Verhältniss der Dampfcylinder von 1 : 1,9

der grösste Gesammtfüllungsgrad = 0,30,
der mittlere nutzbare Kolbendruck = 0,6 des Kesselüberdruckes;

b) für kleine Locomotiven, bei einem Querschnitts-Verhältniss von 1 : 2,25

der grösste Gesammtfüllungsgrad = 0,25,
der mittlere nutzbare Kolbendruck = 0,5 des Kesselüberdruckes.

Da bei dem Compound-System ein höherer Dampfdruck eine angemessene Ausnutzung findet, so wird man passend einen Kesselüberdruck von 12 Atm. anwenden.

Sind bereits Maschinen des gewöhnlichen Systems vorhanden, so kann man die Cylinder-Dimensionen der gleich kräftigen Compound-Maschinen ermitteln, indem man statt 10, 12 Atm. Ueberdruck anwendet, bei gleichem Kolbenhub den kleinen Cylinder so gross wie den des gewöhnlichen Systems, den grossen aber mit dem 1,9, bezw. 2,25fachen Querschnitt des letzteren annimmt. Dabei können Rost- und Heizfläche gegen das gewöhnliche System um 10 pCt. reducirt werden, so dass die Compound-Locomotive für gleiche Leistung leichter als diejenige des gewöhnlichen Systems ausfallen wird.

Nach diesen Angaben erhält man Dampfcylinder, welche noch recht wohl ausgeführt werden können; kann man etwas grössere Dimensionen anwenden, so wird das meistens günstig wirken, doch empfiehlt es sich in jedem Falle, unter Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse vorher eine genaue Rechnung anzustellen.

Das Volumen des Receivers kann man gleich dem 1,5 bis 2,25fachen Inhalt des kleinen Cylinders bei grossen, resp. kleinen Maschinen annehmen.

Obgleich der ungleichmässigere Dampfschlag bei den Mallet'schen Maschinen Nachtheile nicht ergeben hat, so empfiehlt es sich doch, einen Windkessel in die Ausströmungsleitung einzuschalten, um namentlich auch ein zu heftiges Durchreissen des Feuers beim Anfahren und auf stärkeren Steigungen zu vermeiden.

---

Ueber die mit diesem Compound-System zu erzielenden Kohlen-Ersparnisse jetzt schon Rechnungen anstellen zu wollen, würde voreilig sein, da dabei die Betriebsverhältnisse der betr. Bahn einen bedeutenden Einfluss haben müssen; auf 15 bis 20 pCt. wird man aber immerhin rechnen können.

Da für die Hannoversche Staatsbahn z. Z. zwei kleine Maschinen nach diesem System, gleichzeitig mit zwei anderen gleichen Maschinen nach dem gewöhnlichen System, in der Maschinenbau-Anstalt von Schichau in Elbing ausgeführt werden, so wird demnächst Gelegenheit zur Anstellung von Vergleichen gegeben sein, und hoffen wir, im Herbst d. J. an dieser Stelle über die erzielten Resultate weitere Mittheilung machen zu können.

Digitized by Google

# Ueber den Riementrieb.

Von **A. Krebs**, Assistent der techn. Hochschule in München.

(Vorgetragen in der Versammlung des Bayerischen Bezirksvereines am 14. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XXII.)

(Schluss von Seite 377.)

Die Berechnung des Riementriebes erfolgt bei uns sowohl nach empirischen Regeln, als auch nach solchen, die auf theoretischer Grundlage aufgebaut sind. Keine derselben enthält eine Berücksichtigung der Grösse der Berührungsfläche zwischen Riemen und Scheibe. Ein Vergleich dieser Regeln und Formeln, wie sie in unsern Lehr- und Taschenbüchern enthalten sind, lässt die bedeutendsten Differenzen erkennen, trotzdem die Fundamentalannahmen bei uns doch durchweg die gleiche ist. So hat auch schon Prof. Schmidt [1]) auf die verschiedenen Resultate hingewiesen, welche die Reuleaux'sche und Redtenbacher'sche Regel ergeben.

Nennen wir $T$ und $t$ die Riemenspannungen, $P$ die Umfangskraft, gemessen in Kilogramm; $b$ die Breite und $\delta$ die Dicke des Riemens in Millimeter und $\mathfrak{S}$ die pro Quadratmillimeter zulässige Spannung, so sind unsere theoretisch abgeleiteten Regeln alle basirt auf den Formeln:

$$T = t\,e^{f\alpha},$$
$$T - t = P,$$
$$b\,\delta\,\mathfrak{S} = T;$$

es wird also eine statische Berechnungsweise des Riemens durchgeführt. Um nun aber aus diesen allgemeinen Formeln leicht benutzbare Specialformeln zu erhalten, werden die verschiedensten Annahmen gemacht. Der Reibungscoefficient für fette Riemen auf eisernen Scheiben wird nach Morin ziemlich allgemein $f = 0{,}28$ gesetzt („Hütte" $f = 0{,}30$, Reuleaux $f_{\min} = 0{,}34$); für den umspannten Bogen wird eingeführt von Reuleaux und Keller $\alpha = 0{,}8\,\pi$, von der „Hütte" $\alpha = \pi$; bei der Umfangskraft $P$ berücksichtigt Reuleaux die Widerstände der Zapfenreibung und Seilsteifigkeit, v. Reiche und „Hütte" bestimmen, dass nicht $P$, sondern $1{,}1\,P$ übertragen werde, Reuleaux und Keller machen $\delta$ und $\mathfrak{S}$ abhängig von der Riemenbreite. Andere nehmen $\delta$ und $\mathfrak{S}$ constant an u. s. f.

Unter diesen verschiedenen Voraussetzungen ergeben sich naturgemäss auch verschiedene Formeln, welche nachstehend nebst den verschiedenen Beschränkungen zusammengestellt sind.

Reuleaux [2]) $\mathfrak{S} = \frac{1}{200}\sqrt[4]{b^3}$, $\delta = 1{,}5\sqrt[4]{b}$, $T = 2{,}44\,P$,

$b = 18\,\sqrt{P}$ für einfache Riemen,

$b_1 = 12{,}7\,\sqrt{P}$ für doppelte Riemen.

Als Grenze für die Anwendung des Riemens ist $b = 300^{\text{mm}}$ gegeben.

Keller [3]) $\mathfrak{S} = 0{,}025\,\sqrt[4]{b}$, $\delta = 0{,}3\,\sqrt[4]{b}$, $T = 2\,P$,

$b = 12{,}3\,\sqrt{P}$.

Riemen über $200^{\text{mm}}$ Breite sollen nicht mehr verwendet werden.

„Hütte" [4]) $\mathfrak{S} = 0{,}3\delta^{\text{kg}}$, $\delta = 4{,}4$, $T = 1{,}56\,P$,

$b = 1{,}422\,P$.

Die grösste zulässige Breite wird zu $300^{\text{mm}}$ angenommen.

v. Reiche [5]) $\mathfrak{S} = 0{,}2^{\text{kg}}$ bis $0{,}21^{\text{kg}}$, $T = 1{,}57\,P$.

Für $\delta = 5$ wird $b = 1{,}39\,P$ bis $1{,}47\,P$.

Die grösste Riemendicke wird zu 4 bis $5^{\text{mm}}$ angegeben, Doppelriemen werden von $80^{\text{mm}}$ Breite ab empfohlen und gesagt, dass als grösste zulässige Breite $250^{\text{mm}}$ angenommen zu werden pflegt, dass man indess ausnahmsweise auch grössere Breiten treffe.

Schmidt [6]) $b = 14{,}1\,\sqrt{P}$ (bis $P = 200^{\text{kg}}$).

Armengaud [7]) rechnet auf Grund der Morin'schen Tabellen eine empirische Formel aus, welche in unserer Bezeichnungsweise lautet:

$$T = \left(1 + \frac{\pi}{a} + \frac{a}{20\,\pi}\right) P$$ und setzt $\mathfrak{S} = 0{,}2^{\text{kg}}$.

Für halbe Umspannung und $\delta = 5$ wird

$$T = 2{,}05\,P,\ b = 2{,}05\,P.$$

Empirische Regeln, wie sie bei uns verwendet werden, geben entweder die pro Pferdest. und pro Minute laufende Riemenfläche (Röhling'sche Methode), oder die pro Breiten- oder endlich die pro Querschnittseinheit übertragbare Umfangskraft. Im zweiten Falle ist allerdings (meist stillschweigend) eine bestimmte Riemendicke vorausgesetzt.

Schlink [8]) $\frac{l\,v}{N} = C$, $C = 5{,}91$ bis $6{,}5$ Quadratmeter pro Minute.

Zuppinger [9]) $C = 9{,}6$.

Becker [10]) $\frac{P}{b} = C$, $C = 0{,}85$ bei $\delta = 5^{\text{mm}}$ bis $7^{\text{mm}}$.

Bach [11]) $\frac{P}{b\,\delta} = C$, $C = 0{,}1$ bis $0{,}125$.

Maschinenfabrik von Gebr. Decker in Cannstatt [12]) $\frac{P}{b\,\delta} = C$,

$C = 0{,}095$ für $N = 5 - 25$

$C = 0{,}111$ „ $N = 25 - 50$

$C = 0{,}143$ „ $N > 50$.

Englische Regeln:

Molesworth [13]) $\frac{P}{b} = 0{,}5$ für $\delta = 5$ und für halbe Umspannung.

Sampson (in der schon genannten Brochüre)

$\frac{P}{b} = 0{,}34$ für einfache Riemen

$\frac{P}{b} = 0{,}69$ „ doppelte „

} für halbe Umspannung.

Neben diesen wird aber auch eine amerikanische Formel angegeben, aus der sich $b = 2300\,\frac{P}{D_1}$ berechnet.

Eine solche Formel liegt auch einer Tabelle zu Grunde, welche Fairbairn [14]) giebt. Nach dieser Tabelle sind z. B.

[1]) „Berg- und Hüttenmänn. Jahrb." 1864, S. 179.

[2]) „Constructeur", 3. Aufl., S. 360.

[3]) „Triebwerke", S. 172.

[4]) 11. Auflage, S. 335.

[5]) „Maschinenfabrikation", 2. Aufl., S. 302.

[6]) „Dingl. polyt. Journ.", 1879, Bd. 231, S. 408.

[7]) „Vignole" S. 320.

[8]) „Dingl. polyt. Journ." 1878, Bd. 230, S. 465.

[9]) Die „Mühle" 1870, S. 174.

[10]) „Wochenschr. d. Vereines deutscher Ingenieure" 1879, S. 173.

[11]) „Wochenschr. d. Vereines deutscher Ingenieure" 1879, S. 163.

[12]) „Pocket Book", XVII. S. 214.

[13]) „Mills and Millwork", London 1865.

Digitized by Google

12 Pferdest. bei einer einfässigen Scheibe durch einen Riemen von 43.2″ Breite, bei einer zehnfässigen Scheibe durch einen solchen von nur 4.3″ Breite zu übertragen mit einer Geschwindigkeit von 1500′ bis 1800′ pro Minute.

Neuere Vorschläge laufen darauf hinaus, die amerikanischen Formeln zu benutzen.

Prof. Schmidt empfiehlt [1])

$$b = 2000\,\frac{P}{D_1} \text{ bis } 2500\,\frac{P}{D_1}$$

zu nehmen, während Schwartze [2]) die Verwendung der Resultate befürwortet, welche sich nach der Rechnung und den Versuchen von Briggs und Towne (s. o.) ergeben. Darnach wäre $b = \frac{P}{p}$, resp. $b\,\delta = \frac{P}{q}$ zu setzen und die Werthe für die pro Millimeter Breite, resp. pro Quadratmillimeter Querschnitt übertragbare Kraft ($p$, resp. $q$) würden für die verschiedenen Umspannungsbögen einer Tabelle zu entnehmen sein. Für $\alpha = \pi$ wäre $p = 0{,}972$, oder, da ein Riemen $\delta = 4^{mm}$ zu Grunde liegt, $q = 0{,}318$ (also doppelt so gross, als z. B. Bach angiebt), somit würde $b = 1{,}15\,P$, resp. $b\,\delta = 4{,}59\,P$ werden.

Auch müssen wir hier der von dem französischen Ingenieur Leloutre ausgeführten Experimente und der von demselben gegebenen Werthe [3]) gedenken. Die experimentellen Untersuchungen betreffen zunächst die Elasticitäts- und Festigkeits-Verhältnisse der Riemen, und wird auf Grund derselben von Leloutre eine Spannung von $0{,}5^{kg}$ bis $0{,}55^{kg}$ pro Quadratmillimeter Querschnitt empfohlen. Weitere Versuche dienen zur Bestimmung des Reibungscoëfficienten, der für neue und trockene Riemen und polirte Scheiben im Mittel zu 0,555 (herabgehend bis 0,12) und für alte fettige Riemen zu 0,2 bis 0,22 ermittelt wird. Die Reibung zeigte sich absolut unabhängig von der Grösse der Berührungsfläche. Diese Versuche wurden naturnormen mit ebenen und bombirten Scheiben von $100^{mm}$ bis $2405^{mm}$ Durchmesser; mit Riemen von $10^{mm}$ bis $300^{mm}$ Breite, mit Umspannungswinkeln von 180°, 540°, 900° und 1260°, mit verschiedenen Belastungen und endlich mit sehr kleinen Geschwindigkeiten, so dass während eines ganzen Tages eine sehr regelmässige Bewegung erzielt wurde.

Leloutre fand auch experimentell bestätigt, dass Rädertransmission grösseren Kraftverlust hervorruft als Riementransmission. Dieser Versuch wurde an einer Maschine von 750 indicirten Pferdestärken gemacht, bei welcher die Räder durch Riemen ersetzt wurden.

An einem Beispiele lassen sich die Differenzen zwischen den einzelnen Formeln am besten übersehen. Es soll für eine Umfangskraft von $P = 180^{kg}$ bei halb umspannter Scheibe der Riemen berechnet werden. Das Ergebniss der verschiedenen Formeln findet sich in der folgenden kleinen Tabelle zusammengestellt:

| | Schwartze | Keller | G. Schmidt | Becker | Rouleaux | v. Reiche | Bach | Hütte | Sampson | Molesworth | Armengaud |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b^{mm}$ | 165 | 168 | 189 | 212 | 242 | ∞ 270 | ∞ 270 | 292 | 335 | 360 | 369 |
| $\delta^{mm}$ | 5 | 6,3 | — | ∞ 6 | 5,91 | 5 | 6 | 4,4 | einf. | 5 | 5 |
| $b\,\delta$ | 825 | 1092 | — | 1272 | 1430 | 1350 | 1620 | 1285 | — | 1800 | 1845 |

Nach der von Radinger und Schmidt empfohlenen amerikanischen Formel würde, wenn:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $D_1 =$ | 800 | 1200 | 1500 | $2000^{mm}$ |
| $b =$ | 450—563 | 300—375 | 240—300 | 180—$225^{mm}$ |

werden.

Jedenfalls lässt sich aus diesem Beispiel erkennen, dass wenn wir auch ziemlich willkürlich und nach „Gefühl“ bei der Wahl eines Riemens verfahren würden, sich dennoch immer eine passende Formel unterschieden lassen wird. Die Differenzen erscheinen aber doch bedeutender, als es sich selbst bei Annahme verschieden guten Riemen-Materials rechtfertigen lässt.

Für uns handelt es sich um die Fragen: welche Erfahrungsresultate der Amerikaner können wir benutzen, und welchen Weg haben wir bei Berechnung des Riementriebes einzuschlagen?

Zunächst unterliegt es wohl keinem Zweifel, dass nach dem Vorgehen in Amerika, England und Belgien der Riementrieb sich zur Uebertragung der bedeutendsten Kräfte als vortheilhaft eignet. Die Grundbedingungen: vorzügliche Lagerungen, gut ausbalancirte Scheiben, treffliches Riemenmaterial, können wir leicht erfüllen, haben sie auch grösstentheils erfüllt, namentlich besitzen wir ein ausgezeichnetes Material. Von dem süddeutschen und schweizer Viehschlage besonders wird ein sehr gutes Rohmaterial geliefert, Häute, wie sie das Ausland grösser, gleichmässiger und stärker nicht hat.

Statt der Fleischseite ist die Haarseite des Riemens mit der Scheibe in Berührung zu bringen; durch Gebr. Decker & Co. in Cannstatt ist diese Anordnung auch bereits getroffen worden, von Becker [1]) wird dieselbe gleichfalls befürwortet.

Der Gebrauch von Riemenfetten — Thran und Talg — ist empfehlenswerth.

Die Verwendung bandagirter Scheiben erweist sich als vortheilhaft durch Vergrösserung des Reibungs-Coëfficienten und folglich Verminderung der Riemen-Spannungen, doch kann der praktische Werth derselben gegenüber den glatten eisernen Scheiben sowohl hinsichtlich der Adhäsionsverhältnisse, als hinsichtlich der Riemendauer endgültig erst durch weitere Erfahrungen bestimmt werden. Auf keinen Fall dürfen wir ohne Weiteres amerikanische Formeln zur Berechnung der Riemen verwenden. Erst nach eigenen Erfahrungen und Versuchen können wir uns für die richtige Methode derselben entscheiden. Es erscheint dies um so mehr gerechtfertigt, als die beiden auf amerikanischen Grundlagen gemachten Vorschläge von Radinger und Schmidt einerseits und von Schwartze andererseits principiell vollständig verschieden sind.

Die Möglichkeit, dass der atmosphärische Druck einen Riemen an seine Scheibe anpresst, müssen wir zugeben; denn es erscheint nicht ausgeschlossen, dass der Riemen beim Auflaufen die Luft so unter sich nach beiden Seiten wegdrückt, dass ein luftverdünnter Raum zwischen Riemen und Scheibe entstehen kann.

[1]) „Dingl. polyt. Journ.“ 1879, Bd. 231, S. 406.

[2]) „Dingl. polyt. Journ.“ 1879, Bd. 232, S. 404.

[3]) „Annales industrielles“ 1879, I, S. 117, Transmissions par courroies et par cables.

[1]) „Wochenschr. des Vereines deutscher Ingenieure“ 1879, S. 172.

Digitized by Google

Radinger glaubt, dass in Folge des leisen Voreilens zwischen Riemen und Scheibe, analog dem Vorgange bei zwei an einander geriebenen Adhäsionsplatten, die zwischen beiden enthaltene Luft verdrängt werde. Diese Anschauung stützt sich auf die Ergebnisse von Versuchen über Riemenreibung, welche von Hoyt & Co., New-York, gemacht wurden [1]). Es zeigte sich, dass bei fortgesetztem Gleiten eines Riemens auf seiner Scheibe der Widerstand gegen dieses Gleiten ausserordentlich zunimmt, so dass beispielsweise ein mit der Haarseite auf einer polirten gusseisernen Scheibe liegender Riemen bei stetigem Gleiten einen sechsmal so grossen Widerstand darbot, als wenn er an der Grenze des Gleitens gehalten wurde. Nehmen wir dies auch als vollständig richtig an, so gestattet dieser Versuch doch durchaus noch keinen sicheren Schluss auf einen ähnlichen Vorgang bei dem im Betriebe befindlichen Riemen, und es muss bezweifelt werden, ob der geringe Betrag des Riemenrutschens ausreicht, um eine ähnliche Vergrösserung des Widerstandes gegen Gleiten hervor zu rufen. Andere Versuche, die Luftverdünnung zwischen Riemen und Scheibe zu erklären, wurden auch bereits gemacht, doch handelt es sich für uns in erster Linie immer noch darum, einen gültigen Beweis zu erbringen dafür, dass die Luftdruckswirkung auch Thatsache ist.

Man hat an dieselbe auch bei uns früher schon gedacht, wie folgende Stelle aus einem älteren Werke [2]) beweisen mag: „Man bemerkt mitunter, dass ein Riemen unmittelbar nach dem Schmieren wider Vermuthen besser zieht, als vorher. Vielleicht lässt sich diese Erscheinung dahin erklären, dass durch die Schmiere eine Luftleere zwischen Riemen und Scheibe entsteht, und somit in Folge des äusseren Luftdruckes die Reibung vermehrt wird."

Die Riemenschmiere wäre also wirklich auch „Adhäsionsfett".

Die allgemeine Adhäsionsanschauung bringt Prof. Werner zur Geltung gelegentlich einer Besprechung [3]) des Constructeurs von Reuleaux. Er führt an, dass die Anwendung der Morin'schen Reibungscoëfficienten zu beanstanden sei, da die mit Hülfe derselben abgeleiteten Resultate mit der praktischen Erfahrung in Widerspruch ständen. Auch sei die Zugfähigkeit eines Riemens abhängig von der Grösse der Berührungsfläche, insoweit eine vollkommene, eine gewisse Adhäsion erzeugende Berührung zwischen Riemen und Scheibe stattfinde. Je mehr Berührungspunkte sich daher darbieten, um so grösser sei die Zugfähigkeit des Riemens. Deshalb erkläre es sich, dass es auch auf den Durchmesser der Riemenscheibe und die Breite des Riemens ankomme.

Auch Prof. Schmidt theilt mit [4]), dass er schon von 1866 ab in seinen Vorlesungen auf die Wirksamkeit des Luftdruckes hingewiesen habe.

Weitere Consequenzen wurden jedoch aus diesen Ansichten nicht gezogen, wie ja die gebräuchlichen Regeln und Formeln zur Genüge beweisen.

Ist der atmosphärische Druck wirksam, so ist allerdings anzunehmen, dass derselbe innerhalb gewisser Grenzen variabel sein wird, doch ist es recht gut möglich, dass selbst der Minimalbetrag dieses Druckes — natürlich gute Riementriebe mit glatten, geschmeidigen Riemen und glatten, tadellos laufenden Scheiben vorausgesetzt — noch bedeutend genug ist, um in die Rechnung eingeführt zu werden. Der Einfluss desselben ist ein solcher, dass durch Veränderung einer anderen Grösse, etwa durch Vergrösserung des Reibungscoëfficienten, derselbe nicht ersetzt werden kann. Um diesen Einfluss des neuen Factors „Luftdruck" auf die Berechnung des Riementriebes zu erkennen, ist es nothwendig, die letztere unter Berücksichtigung dieses Factors durchzuführen. Es sind in dieser Beziehung schon Rechnungen angestellt worden; so hat Prof. Schmidt der Roper'schen Formel eine theoretische Unterlage gegeben [1]). Prof. Dr. Grashof [2]) und Prof. Pinzger [3]) stellen neue Formeln auf, bei deren Entwicklung dem neuen Factor Rechnung getragen wurde.

Der günstigen Wirkung des Atmosphärendruckes steht eine ungünstige gegenüber in dem Einflusse der Centrifugalkraft, so dass wir auch diese zu berücksichtigen haben.

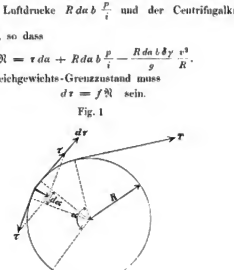
Bezeichnet $\gamma$ das Riemengewicht pro Cubikcentimeter, $g$ die Beschleunigung der Schwere in Meter, $p$ den Luftdruck pro Quadratmillimeter und ist der $i^{te}$ Theil der Berührungsfläche unter vollem Luftdruck, so wird der Normaldruck $\mathfrak{N}$, durch welchen das Riemenelement von der Länge $R\,d\alpha$ und der Breite $b$ an die Scheibe gepresst wird, sich zusammensetzen aus der von den Riemenspannungen herrührenden Resultante $\tau\,d\alpha$, dem Luftdrucke $R\,d\alpha\,b\,\frac{p}{i}$ und der Centrifugalkraft $\frac{R\,d\alpha\,b\,\delta\,\gamma}{g}\,\frac{v^2}{R}$, so dass

$$\mathfrak{N} = \tau\,d\alpha + R\,d\alpha\,b\,\frac{p}{i} - \frac{R\,d\alpha\,b\,\delta\,\gamma}{g}\,\frac{v^2}{R}.$$

Für den Gleichgewichts-Grenzzustand muss

$$d\tau = f\,\mathfrak{N} \text{ sein.}$$

Fig. 1




Letztere Gleichung zwischen den Grenzen $o$ und $\alpha$, resp. $t$ und $T$ integrirt, liefert

$$T + b\,R\,\frac{p}{i} - v^2\,b\,\delta\,\frac{\gamma}{g} = e^{f\alpha}\left(t + b\,R\,\frac{p}{i} - v^2\,b\,\delta\,\frac{\gamma}{g}\right) \quad (1);$$

da auch

$$T - t = P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2),$$

so lässt sich $T$ eliminiren und $b$ bestimmen:

$$b_d = \frac{P}{\frac{e^{f\alpha} - 1}{\frac{p}{i}\,R - v^2\,\delta\,\frac{\gamma}{g}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Diese Gleichung giebt uns die Riemenbreite, welche unter Annahme einer bestimmten Spannung $t$ das Gleiten des Riemens verhindern würde, wir können sie etwa als dynamische Riemenbreite bezeichnen. Die Spannung $t$ ist zu wählen.

[1]) „Bayer. Ind. und Gewerbeblatt" 1877, S. 133.
[2]) Salzenberg, „Vorträge über Maschinenbau" Berlin 1842.
[3]) „Zeitschr. d. Ver. d. Ing." 1863, S. 68.
[4]) „Dingl. pol. Journ." 1879, Bd. 231, S. 407.

[1]) „Dingl. pol. Journ." 1879, Bd. 231, S. 406 u. 550.
[2]) „Theoret. Masch.-Lehre" Bd. II, S. 304.
[3]) „Dingl. pol. Journ." 1879, Bd. 232, S. 22.

Digitized by Google

Die Verluste durch Zapfenreibung etc. werden am kleinsten für $t = 0$; für diesen Werth wird die Riemenbreite ein Maximum.

Eliminirt man aber aus (1) und (2) den Werth $t$, so wird

$$T = P\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} - \frac{p}{i}bR + v^2b\delta\frac{\gamma}{g} \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Soll der Riemen nach Festigkeit berechnet werden, so ist

$$T = b\delta\mathfrak{S} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Aus der Gleichung (4) und (5) ergiebt sich:

$$b_a = P\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}\cdot\frac{1}{\delta\mathfrak{S} + \frac{p}{i}R - v^2\delta\frac{\gamma}{g}} \quad . \quad . \quad (6).$$

Das wäre die Riemenbreite, wenn der Riemen nach Festigkeit berechnet wird, also ergiebt Gleichung (6) die statische Riemenbreite.

So lange $b_a > b$, können wir zwischen beiden Werthen wählen; Gleichung (3) ergiebt dann ein Minimum der Effectverluste durch möglichste Verminderung der Riemenspannungen, aber das Maximum der Riemenbreite; Gleichung (6) ein Minimum der Riemenbreite. Ist $b_a < b$, so muss unter allen Umständen $b_a$ benutzt werden. Es ist ersichtlich, dass einer Berücksichtigung des Luftdruckes nicht nothwendig eine Verkleinerung der Riemendimensionen gegenüber der alten Rechnung entspricht, sondern uns unter Umständen veranlassen kann, die Riemenbreite zu vergrössern. Um die Breite möglichst herabzuziehen, müsste man suchen, $i$ klein und $f$ gross zu machen; das erstere Bestreben führt zur Verwendung glatter Scheiben und Riemen unter Gebrauch von Adhäsionsfetten; das letztere zur Anwendung bandagirter Scheiben. Auch ist aus Gleichung (3) ersichtlich, dass sich ein kleines $\delta$ empfiehlt, also ein einfacher Riemen einem doppelten vorzuziehen ist.

Die Form, in welcher die amerikanischen Formeln auftreten, $b = C\frac{P}{i}$, erhalten wir aus Gleichung (3), wenn wir $\alpha = \frac{l}{R}$ einführen, $e^{f\alpha}$ in eine Reihe entwickeln und dann $R = \infty$ setzen; es wird dann $b = \frac{i}{pf}\frac{P}{l}$, welches Resultat leicht direct unter Voraussetzung einer ebenen Fläche herzuleiten ist. Prof. Pinzger kommt hierdurch zu der Annahme, dass die amerikanischen Formeln unter der obigen Voraussetzung abgeleitet seien.

Auch in anderer Weise gelangt man aus Gleichung (3) zu einer solchen Formel. Vernachlässigt man nämlich Centrifugalkraft und Gegenspannung, setzt also $v^2\delta\frac{\gamma}{g}$ und $t$ gleich Null, führt statt $e^{f\alpha}$ ein $1 + 1{,}1\,f\alpha$, setzt $\alpha = \frac{l}{R}$, so wird $b = \frac{i}{1{,}1\,fp}\frac{P}{l}$.

Oder um die Form $b = C\frac{P}{R}$ zu erhalten, dürfen wir nur $v^2\delta\frac{\gamma}{g} = 0$, $t = mP$ und $e^{f\alpha} = 1 + 1{,}1\,f\alpha$ ($= 1 + 1{,}1\,fn$ für halbe Umspannung) setzen. Dann wird

$$b = \frac{P}{R}\frac{i}{p}\left(\frac{1}{3{,}5\,f} - m\right).$$

Aber auch aus der Formel (6), welche die statische Riemenbreite giebt, lässt sich die amerikanische Regel erhalten.

Betrachten wir $\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1}$ als Constante und machen die ganz zulässige Annahme, dass $\delta\mathfrak{S}$ und $v^2\delta$ proportional mit dem Radius wachsen, also die einzelnen Factoren etwa proportional mit $\sqrt{R}$, so wird

$$\delta\mathfrak{S} + \frac{p}{i}R - v^2\delta\frac{\gamma}{g} = C_1R,$$

somit auch

$$b = C\frac{P}{R}.$$

In Verlegenheit betreffs Entwickelung dieser Formel kommen wir also durchaus nicht. Wie ich nachträglich finde, hat bereits Prof. Weiss[1]) betont, dass Formel (6) mit der amerikanischen Regel übereinstimme, wenn $\mathfrak{S}$ constant gedacht; die Riemendicke proportional dem Radius $R$ angenommen werde.

Der Einfluss des Luftdruckes kann vollständig paralysirt werden durch die Centrifugalkraft.

Wenn $\frac{p}{i}R = v^2\delta\frac{\gamma}{g}$, $\gamma = 0{,}0009$, $g = 9{,}81$, $p = 0{,}01$ gesetzt, $i = 10$ angenommen wird (also der zehnte Theil der Auflagefläche unter vollem Luftdrucke gedacht), würde für Doppelriemen von $\delta = 12$

$$R = 1{,}1\,v^2.$$

Danach ergäbe sich für

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $v =$ | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| $R =$ | 110 | 250 | 440 | 700 | 1000. |

Es sind dies Werthe, die noch innerhalb der praktischen Grenzen liegen und wäre hier also nur noch Formel (6) anzuwenden. Für grössere Geschwindigkeiten oder kleinere Radien wäre die Centrifugalkraft grösser als der atmosphärische Druck. Bei einem einfachen Riemen gestaltet sich das Verhältniss günstiger.

Nehmen wir an, dass $t = 0$ zulässig wäre, so würde nach Gleichung (3) die übertragbare Arbeit

$$\mathfrak{L} = Pv = bv\left(e^{f\alpha} - 1\right)\left(\frac{p}{i}R - v^2\delta\frac{\gamma}{g}\right).$$

Dieselbe wird ein Maximum für $\frac{d\mathfrak{L}}{dv} = 0$, woraus sich $v = \sqrt{\frac{p}{3i}\frac{g}{\gamma}\frac{R}{\delta}} = C\sqrt{\frac{R}{\delta}}$ berechnet. Das wäre die günstigste Geschwindigkeit bei kleinstmöglicher Riemenspannung. Wird $p$, $i$, $g$, $\gamma$ wie oben eingesetzt, so ergiebt sich $v = 1{,}3\sqrt{\frac{R}{\delta}}$. Für $\frac{R}{\delta} = 100$ würde $v = 19^{m}$.

In ähnlicher Weise aus Gleichung (6) die günstigste Geschwindigkeit abgeleitet, wird

$$v = \sqrt{\frac{g}{3\gamma}\left(\mathfrak{S} + \frac{p}{i}\frac{R}{\delta}\right)}$$

für möglichst stark angespannten Riemen. Führt man die schon benutzten Werthe ein, so erhält man

$$v = 1{,}9\sqrt{1000\,\mathfrak{S} + \frac{R}{\delta}} \text{ und für } \mathfrak{S} = 0{,}25^{kg},$$

$$\frac{R}{\delta} = 100 \text{ wird}$$

$$v = 35{,}3^{m}.$$

Die Luftdruckswirkung vernachlässigt, würde

$$v = \sqrt{\frac{g}{3\gamma}\mathfrak{S}} = 60\sqrt{\mathfrak{S}} \text{ und für } \mathfrak{S} = 0{,}25^{kg}$$

$$v = 30^{m},$$

ein uns längst bekannter Werth resultiren.

Dass und wie sich die theoretische Berechnung des Riementriebes ändern würde, ist hieraus zur Genüge zu ersehen; practisch würde die Sache wohl darauf hinauslaufen, statt der nicht einfachen Formeln (3) und (6) eine einzige, handliche Formel aufzustellen, in der dem Einfluss des Scheibendurch-

[1]) „Dingl. pol. Journ." 1880, Bd. 236, S. 177.



Digitized by Google

messers Rechnung getragen wird. Die Roper'sche Formel, welche allerdings den Vortheil grosser Einfachheit hätte, zeigt einen zu grossen Einfluss der Scheibengrösse; für kleine Radien werden die Riemenbreiten zu gross, wenn dieselben auch nothwendig würden, um die Minimalanspannungen möglich zu machen. Vielleicht erscheint einmal eine solche Zukunftsformel in der Form $b = C\frac{P}{\sqrt{R}}$. Jedenfalls tritt uns bei der gegenwärtigen Unsicherheit und Meinungsverschiedenheit über eine richtige Berechnungsart des Riementriebes die Nothwendigkeit vor Augen, durch ausgedehnte Versuche in dieser Angelegenheit Klarheit zu erhalten, und müsste ein theilweiser Aufschluss, wie z. B. über die Grösse der Minimalspannung $t$ durch Beobachtung der Einsenkung eines horizontal laufenden Riemens, sich schon aus dem praktischen Riemenbetrieb gewinnen lassen.

# Die Wirkung einseitiger Belastung auf zweigeleisigen Eisenbahn-Brücken.

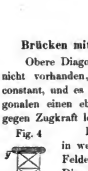
Von **Fr. Jebens**, Ingenieur, in Ratzeburg.

(Schluss von Seite 405.)

## Brücken mit doppelten horizontalen Diagonalen.

Obere Diagonalen seien auch bei diesen Brücken-Balken nicht vorhanden, der Querschnitt der unteren Gurtung sei constant, und es werde vorläufig angenommen, dass die Diagonalen einen ebenso grossen Widerstand gegen Druck- als gegen Zugkraft leisten.

Fig. 4



In Fig. 4 ist der untere Rahmen dargestellt, in welchem die von der unteren linken Ecke eines Feldes nach der oberen rechten Ecke laufenden Diagonalen als rechte, und die zweiten Diagonalen jeden Feldes als linke bezeichnet werden mögen. Durch das $m^{te}$ Feld sei ein Schnitt gelegt, und die Kräfte der getroffenen Diagonalen in Componenten zerlegt, welche parallel und normal zur Brückenachse gerichtet sind. Die normale Componente der rechten Diagonale sei mit $Y_r$, diejenige der linken mit $Y_l$ bezeichnet. Dann gilt die Gleichung:

$$Y = Y_r - Y_l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

Es bezeichne ferner:

$\varepsilon_r$ die Längen-Aenderung der rechten,

$\varepsilon_l$ diejenige der linken Diagonale,

$\eta_r$ die parallel zur Brücke gemessene Verschiebung der Endpunkte der rechten,

$\eta_l$ die entsprechende Grösse der Endpunkte der linken Diagonale.

Die normal zur Brücke gemessene Verschiebung der Endpunkte der einen und der anderen Diagonale, welche Verschiebung für die Endpunkte beider Diagonalen gleich gross angenommen wird, sei, übereinstimmend mit der früheren Bezeichnung, durch $CD$ ausgedrückt. (Vergl. Fig. 3). Für die rechte Diagonale ergiebt sich aus der offenbar auch bei Brücken-Balken mit doppelten Diagonalen gültigen Gleichung (6) für $ED$, bezw. $CB$ nach Einführung von $\varepsilon_l$ und $\eta_r$ die Beziehung:

$$CD = \sqrt{2}\,\varepsilon_l - \eta_r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17).$$

Da sich, wenn die linke Seite der Brücke belastet wird, die linke Diagonale verhalten wird wie die rechte unter dem vorhin angenommenen Belastungszustande, so folgt, wenn $CD$ negativ und für $\varepsilon_l$ und $\eta_r$ die entsprechenden, nach der soeben gemachten Voraussetzung numerisch gleichen Grössen $\varepsilon_l$ und $\eta_l$ eingesetzt werden:

$$-CD = \sqrt{2}\,\varepsilon_l - \eta_l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18).$$

Für $\varepsilon_r$ und $\varepsilon_l$ ergeben sich durch Vertauschung von $Y$ mit $Y_r$, bezw. $Y_l$ aus Gleichung (7) die Werthe:

$$\varepsilon_r = \sqrt{2}\,b\,\frac{TY_r}{\mathfrak{E}_m E} \quad \text{und} \quad \varepsilon_l = \sqrt{2}\,b\,\frac{TY_l}{\mathfrak{E}_m E} \qquad (19).$$

Den Werth für $\eta_r$ giebt die rechte Seite der Gleichung (12) an. Um $\eta_l$ zu erhalten, ist in Gleichung (10), resp. (11) $m = m-1$, resp. $m-1 = m$ einzusetzen und die Differenz der so entstandenen Ausdrücke zu bilden. Dadurch entsteht:

$$\eta_l = \frac{b}{FE}\Big[mU_l - (m-1)U_r - [m^2 - m(2n+1) + n + \tfrac{1}{2}]\,Y\Big] \quad (20)$$

und man erhält nun durch Einführung der rechten Seiten der Gleichungen (19), (12) und (20) in (17) und (18) die Beziehungen:

$$CD = 2b\,\frac{TY_r}{\mathfrak{E}_m E} - \frac{b}{FE}\Big[mU_r - (m-1)U_l + [m^2 - m(2n+1) + n + \tfrac{1}{2}]\,Y\Big] \quad (21),$$

$$CD = -2b\,\frac{TY_l}{\mathfrak{E}_m E} + \frac{b}{FE}\Big[mU_l - (m-1)U_r - [m^2 - m(2n+1) + n + \tfrac{1}{2}]\,Y\Big] \quad (22),$$

woraus durch Herstellung der Summe, Theilung durch 2 und Einführung von $Y = Y_r - Y_l$ aus Gleichung (16) folgt:

$$CD = \frac{bT}{\mathfrak{E}_m E}\,Y + \frac{b}{2FE}\,[(2m-1)U_l - (2m-1)U_r] - \frac{b}{FE}\,Y\,[m^2 - m(2n+1) + n + \tfrac{1}{2}] \quad (23).$$

Die Einführung von $1, 2, 3 \ldots n$ für $m$ in diese Gleichung und die Summirung der dadurch entstandenen Ausdrücke giebt, da diese Summe $= 0$ sein muss, die Gleichung:

$$TY\Big(\frac{1}{\mathfrak{E}_1} + \frac{1}{\mathfrak{E}_u} + \frac{1}{\mathfrak{E}_m} \cdots \frac{1}{\mathfrak{E}_n}\Big) + \frac{1}{2F}(n^2+n-1)(U_l - U_r) + \frac{Y}{F}\Big(\tfrac{1}{3}n^3 - \frac{n}{6}\Big) = 0$$

oder

$$Y\Big[T\Big(\frac{1}{\mathfrak{E}_1} + \frac{1}{\mathfrak{E}_u} + \frac{1}{\mathfrak{E}_m} \cdots \frac{1}{\mathfrak{E}_n}\Big) + \frac{1}{F}\Big(\tfrac{1}{3}n^3 - \frac{n}{6}\Big)\Big] = \frac{1}{2F}(n^2+n-1)(U_r - U_l)$$

und

$$Y = \frac{n^2+n-1}{2}\cdot\frac{U_r - U_l}{TF\Big(\frac{1}{\mathfrak{E}_1} + \frac{1}{\mathfrak{E}_u} + \frac{1}{\mathfrak{E}_m} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{E}_n}\Big) + \Big(\frac{1}{3}n^3 - \frac{n}{6}\Big)}.$$

Hieraus folgt nun mit Benutzung der Werthe für $F$, $U_r$ und $U_l$ aus Gleichung (3), (4) und (5):

$$Y = \frac{n^2+n-1}{2}\cdot\frac{R - S}{(p+q)\Big(\frac{1}{\mathfrak{E}_1} + \frac{1}{\mathfrak{E}_u} + \frac{1}{\mathfrak{E}_m} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{E}_n}\Big) + \frac{8k}{(nb)^2}\Big(\frac{1}{3}n^3 - \frac{n}{6}\Big)} \quad (24)$$

und daher ist:

$$X = n\frac{n^2+n-1}{2}\cdot\frac{R - S}{(p+q)\Big(\frac{1}{\mathfrak{E}_1} + \frac{1}{\mathfrak{E}_u} + \frac{1}{\mathfrak{E}_m} \cdots + \frac{1}{\mathfrak{E}_n}\Big) + \frac{8k}{(nb)^2}\Big(\frac{1}{3}n^3 - \frac{n}{6}\Big)} \quad (25).$$

Diese Gleichung hat nur dann Gültigkeit, wenn die Diagonalen entweder gar keinen oder nur sehr geringen Druck aufnehmen. Es ist daher eine Untersuchung nöthig, ob bei der nach Gleichung (24) sich für $Y$ ergebenden Grösse in irgend einer Diagonale Druck entsteht. Da rechtsseitige Belastung angenommen ist, so ist nur für die linken Diagonalen eine Prüfung nöthig. In diesen Diagonalen ist Druck, wenn

Digitized by Google

für eine derselben $Y_1$ negativ wird. Ist der Druck nun nicht einigermaassen klein, so sind die nach Gleichung (24) und (25) für $Y_1$ bezw. $X$ berechneten Werthe unbrauchbar.

In den beiden folgenden Beispielen wird sich aber entweder keine oder doch nur eine geringe Druckspannung ergeben, und daher dürften die entwickelten Gleichungen in den meisten Fällen brauchbare Resultate liefern.

Zur Bestimmung von $Y_1$ werde Gleichung (22) von (21) subtrahirt. Man erhält

$$2\,b\,\frac{T\,Y_t}{\mathfrak{E}_m\,E} + 2\,b\,\frac{T\,Y_1}{\mathfrak{E}_m\,E} = \frac{b}{FE}(U_1 + U_t)$$

oder

$$Y_t + Y_1 = \frac{\mathfrak{E}_m}{2\,TF}(U_1 + U_t)$$

und da $Y_t - Y_1 = Y$, so folgt durch Subtraction und Division durch 2:

$$Y_1 = \frac{\mathfrak{E}_m}{4\,TF}(U_1 + U_t) - \frac{Y}{2}$$

und wenn wieder die Werthe aus den Gleichungen (3), (4), (5) eingeführt werden:

$$Y_1 = \frac{\mathfrak{E}_m}{4(\rho + q)}(R + S) - \frac{Y}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

$Y_1$ ist daher um so kleiner, je geringer $\mathfrak{E}_m$ ist, und da dieses in den Mittelfeldern am kleinsten ist, so genügt es, $Y_1$ für diese Felder zu bestimmen.

Beispiel III. Die Dimensionen und Belastungen eines mit doppelten Diagonalen versehenen Brücken-Balkens sind dieselben, wie bei dem in Beispiel I behandelten. Gleichung (24) giebt, wenn die in Beispiel I angegebenen Grössen eingeführt werden:

$$Y = \frac{6^2+6-1}{2} \cdot \frac{5024 - 3376}{6200 \cdot \frac{2}{15300}(1+\frac{1}{4}+2) + \frac{1}{51}(\frac{1}{4}\cdot 6^2 - 1)}$$

$$= \frac{41}{2} \cdot \frac{1648}{3{,}81 + 2{,}20} = 5354^{kg}.$$

Die Componente $Y_1$ der linken Diagonalen der Mittelfelder ist nach Gleichung (26)

$$= \frac{15300}{2.4} \cdot \frac{8400}{6200} - 2676 = -85^{kg}.$$

Es ist daher eine Druckkraft in dieser Diagonale, doch ist die Grösse derselben so gering, dass die Diagonale ihr, ohne sich zu verbiegen, widerstehen dürfte.

Die Grösse der Horizontalkraft an den festen Auflagern ist $= 6.5354 = 32124^{kg}$, und dieselbe ist daher nur wenig verschieden von der in Beispiel I gefundenen Grösse, so dass hier auch die Winkel der Resultirenden aus Auflagerdruck und Verticalkraft dieselbe Grösse wie dort haben.

Beispiel IV. Der in Beispiel II behandelte Brücken-Balken ist mit doppelten Diagonalen versehen. Die Horizontalkräfte bei einseitiger Belastung sind zu bestimmen. Mittelst Gleichung (24) und (25) ergiebt sich:

$$Y = \frac{12^2+12+1}{2} \cdot \frac{6900 - 5300}{8000 \cdot \frac{2}{35300}\left(1+\frac{1}{0{,}9}+\frac{1}{0{,}8}+\frac{1}{0{,}7}+\frac{1}{0{,}6}+\frac{1}{0{,}5}\right) + \frac{1}{102}\left(\frac{1\cdot 12^2 - 12}{6}\right)}$$

$$= \frac{155}{2} \cdot \frac{1600}{0{,}449 \cdot 8{,}456 + 11{,}274} = \text{rund } 8240^{kg}$$

und

$$X = 12 \,.\, 8240 = 98880^{kg}.$$

Die Componente der Kraft in der weniger beanspruchten Diagonale der Mittelfelder ist

$$= \frac{35700}{2.4.8000} \cdot 12200 - 4120 = 2685^{kg}.$$

Demnach ist in keiner Diagonale Druck vorhanden und der berechnete Werth für $X$ ist gültig. Die Tangente des Winkels der Resultirenden aus Auflagerdruck und Horizontalkraft mit der Verticalen ist an der stärker belasteten Seite $= \frac{98880}{351900} = \frac{2}{7}$ und auf der weniger belasteten $= \frac{1}{17}$.

Ueber Brücken-Balken, welche nicht den bis hierher gültigen Voraussetzungen in Bezug auf obere Diagonalen und den Querschnitt der unteren Gurtung genügen, sei Nachstehendes erwähnt.

Durch ein oberes Diagonal-System entsteht bei Brücken-Balken, deren Gurtungen an den Enden zusammengezogen sind, eine Vergrösserung der auf die festen Auflager wirkenden Horizontalkräfte, weil sich die Knotenpunkte des Hauptträgers, dessen untere Gurtung am stärksten ausgedehnt wird, weiter von den festen Auflagern entfernen als die gegenüberstehenden Knotenpunkte am weniger belasteten Hauptträger. Fig. 5, in welcher die ausgezogenen Linien den weniger, die punktirten Linien den stärker belasteten Träger andeuten, erklärt dies deutlicher.

Sind die oberen Gurtungen nicht nach der Parabel gekrümmt, aber an den Enden mit den unteren verbunden, und ist kein oberes Diagonal-System vorhanden, so werden die Horizontalkräfte in der Regel etwas kleiner sein, als Gleichung (25) angiebt. Bei den üblichen Formen der oberen Gurtungen ist nämlich der Querschnitt der unteren Gurtung in den Endfeldern geringer als beim Parabel-Träger, so dass die Längen-Aenderungen der Gurtungen durch die Horizontalkräfte etwas grösser als beim Parabel-Träger ausfallen, und dadurch werden bei Trägern mit abweichenden oberen Gurtungs-Formen die Spannungen der horizontalen Diagonalen und demnach auch die Horizontalkräfte selbst etwas herabgezogen.

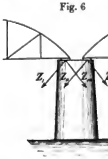
Bei Trägern, deren obere Gurtung gegen einen Vertical-Ständer stösst, sind die Querschnitte der Enden der unteren Gurtung klein, und die Horizontalkräfte sind daher geringer als bei Trägern, deren Gurtungen an den Enden zusammengezogen sind. Es können jedoch durch diese Kräfte in den schwachen Enden der unteren Gurtung starke unzulässige Spannungen entstehen. Auffallend ist, dass in diesen Theilen auf der weniger belasteten Seite eine grössere Spannung eintreten kann, als auf der stärker belasteten.

Fig. 5

Digitized by Google

Für die Wirkung der Horizontalkräfte auf einen Mittelpfeiler, auf welchem vier feste Auflager liegen, sind die beiden Fälle von Wichtigkeit: erstens dass zwei Züge auf verschiedenem Geleis sich gerade über dem Pfeiler begegnen, und zweitens dass ein Zug sich auf beiden, auf dem Pfeiler ruhenden Brücken-Balken auf einem Geleise befindet, während das andere Geleise unbelastet ist.

Fig. 6




Im erstgenannten Falle sind auf einer Brückenseite die Resultirenden aus Auflagerdruck und Horizontalkraft bei beiden Auflagern gleich, also entweder wie $Z_l$ oder $Z_r$, oder wie $Z_m$ oder $Z_{mn}$ (siehe Fig. 6) gerichtet.

Es ist offenbar, dass nur ein sehr geringes Nachgeben des Pfeilers genügt zur Reduction der Horizontalkräfte; dennoch dürfte durch diese Beanspruchung die Stabilität des Pfeilers in ungünstiger Weise beansprucht werden.

Eine sehr grosse Beanspruchung der absoluten Festigkeit des Mauerwerks (bei der in Beispiel IV behandelten Brücke mit einer Kraft von rund 100000$^{kg}$) findet im oberen Theil des Pfeilers im zweiten Falle, also jedes Mal, wenn ein längerer Zug die Brücke passirt, statt. Die Resultirenden sind dann auf einer Brückenseite nach innen ($Z_r$ und $Z_m$ in Fig. 6), auf der anderen nach aussen gerichtet ($Z_l$ und $Z_{mn}$ in derselben Figur) und wirken daher auf eine Trennung des Pfeilers in zwei senkrechte Theile.

Zur Hebung dieser Uebelstände kann man den Diagonalen eine von den festen nach den beweglichen Auflagern zunehmende Schlaffheit geben oder mehr als zwei bewegliche Auflager anbringen. Durch ersteres Mittel würden jedoch die seitlichen Schwankungen, die bei schnell fahrenden Zügen recht bedeutend sind, noch vermehrt; auch dürfte es schwierig sein, jede Diagonale in den erforderlichen Grad der Schlaffheit zu bringen und zu erhalten. Ist aber eine derselben stärker angespannt, so entstehen bei starkem Winddruck oder bei Schwankungen durch schnelles Fahren Biegungs-Spannungen in den Gurtungen und übermässige Beanspruchungen der strafferen Diagonale.

Die Anwendung von mehr als zwei beweglichen Auflagern führt solche Nachtheile nicht herbei und hat ausserdem, wie vom Verfasser in den schon erwähnten Artikeln über die Diagonal-Systeme gegen Winddruck gezeigt ist, den Vortheil, dass bei grossen Brücken-Balken mit oberem Diagonal-System nicht so leicht übermässige Spannungen in den in der Nähe der beweglichen Auflager befindlichen Diagonalen entstehen können.

Da die Kosten der beweglichen Auflager gegenüber den festen im Verhältniss zu den Gesammtkosten der Brücken nur sehr gering sind, und in dem Umstande, dass bis jetzt keine Nachtheile bei Brücken-Balken mit zwei festen Auflagern sich gezeigt haben, noch nicht der Beweis liegt, dass dies auch für die Zukunft der Fall sei, so möchte hiermit die Anordnung von drei beweglichen Auflagern bei allen grösseren Brücken, die einseitiger Belastung ausgesetzt sind, empfohlen sein.

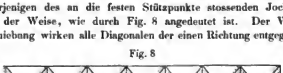
Es sei hier schliesslich noch bemerkt, dass bei Brücken mit entlastetem Untergurt (Köpke'sches System) die durch einseitige Belastung entstehenden Nachtheile in stärkerem Maasse auftreten können als bei gewöhnlichen Balken-Brücken, wenn mehrere Oeffnungen vorhanden sind, und keine Maassregeln zur Hebung dieser Nachtheile getroffen werden.

Bei diesen Brücken wird bekanntlich dem durch das eigene Gewicht entstehenden Schub der oberen Gurtung durch Horizontalkräfte das Gleichgewicht gehalten, welche an einem Ende der Brücke mittelst Hebel und Gewicht erzeugt werden, wobei die Gurtungen sich am anderen Brückenende gegen feste Punkte stützen, so dass die unteren Gurtungen nur durch die mobile Last in Anspruch genommen werden. (Siehe Fig. 7, die einen Grundriss einer solchen Brücke mit 3 Oeffnungen andeutet.)

Fig. 7

Der Unterschied der Ausdehnungen der unteren Gurtungen ist bei diesen Brücken grösser als bei gewöhnlichen Balken-Brücken, weil bei letzteren schon eine gleich starke Ausdehnung der unteren Gurtungen durch das Eigengewicht vorhanden ist, während bei den Köpke'schen Brücken die Ausdehnung der unteren Gurtung nur durch die mobile Last erfolgt. Bei einseitiger Belastung verschieben sich alle Gurte mit Ausnahme derjenigen des an die festen Stützpunkte stossenden Joches in der Weise, wie durch Fig. 8 angedeutet ist. Der Verschiebung wirken alle Diagonalen der einen Richtung entgegen,

Fig. 8



und diese werden daher die weniger belastete Gurtung nach dem Brückenende hindrängen, an welchem die Kraft auf die Gurtung einwirkt. Diese Kraft wird daher auf der weniger belasteten Seite nur auf einen Theil der Joche übergehen, und bei mehreren Spannweiten kann es vorkommen, dass in der Nähe der festen Stützpunkte gar keine Horizontalkraft in dieser Gurtung auftritt. Da die Gurtung hier sowohl durch Eigengewicht, als auch durch einseitige mobile Last beansprucht wird, so entsteht, wenn ersteres gross ist, in derselben eine unzulässige Spannung; ausserdem werden alle Diagonalen, die der Verschiebung entgegenwirken, vorzugsweise zunächst dem Angriffspunkte der Kraft an die Gurtung übermässig angespannt.

Eine Berechnung der Spannungen lässt sich unter der Voraussetzung, dass die ursprüngliche Spannung gleich Null ist, in ähnlicher Weise wie beim gewöhnlichen Brücken-Balken ausführen und wird nur deshalb sehr weitläufig, weil für jeden Brücken-Balken Gleichungen aufzustellen sind, in denen abweichend von der obigen Entwickelung eine gegenseitige Verschiebung der Gurtungsenden an jedem Ende des Balkens zu berücksichtigen ist. Die Verbindung dieser Gleichungen würde dann zur Auffindung der Unbekannten führen.

Zur Hebung der erwähnten Nachtheile kann man allen Diagonalen eine von den festen Stützpunkten nach den beweglichen Auflagern zunehmende Schlaffheit geben. Die Grösse derselben möge für eine zweigeleisige Eisenbahnbrücke mit drei Jochen, jedes von 102$^m$ Länge, berechnet werden.

Die Gleichungen (1) und (2) sind für das Köpke'sche System brauchbar, wenn darin $p = 0$ gesetzt wird. Man erhält, wenn $a$ und $b$ die bei den obigen Beispielen angenommenen Werthe haben:

$$R = \tfrac{1}{2}\tfrac{3}{2}\,q \quad \text{und} \quad S = \tfrac{9}{17}\,q.$$

Wie bei den obigen Beispielen sei die obere Gurtung parabolisch und mit der unteren Gurtung zusammengeführt, so

Digitized by Google

dass für die untere ein constanter Querschnitt folgt. Die Ausdehnung der letzteren Gurtung lässt sich bei voller Belastung $= \frac{1}{12000}$ ihrer Länge setzen und ist daher $= \frac{4,2}{12000} = 0,102^{m}$. Der Unterschied der Verlängerung an der Untergurte bei einseitiger Belastung, das ist die Verschiebung derjenigen Gurtungsenden, gegen welche die Kraft wirkt, ist daher

$$\frac{R-S}{q} \times 0,102^{m} = \frac{1}{7} \times 0,102 = 4,2^{cm}.$$

Um dieser Verschiebung folgen zu können, muss die letzte Diagonale, wenn ihr Winkel mit der Gurtung $= 45^{0}$ ist, um die Grösse $\frac{4,2}{\sqrt{2}}$ cm länger als nöthig sein, während die Mehrlänge der übrigen Diagonalen kleiner sein und nach dem Brückenende mit den festen Stützpunkten zu allmälig bis auf Null abnehmen kann. Der Mittelwerth der Mehrlänge der Diagonalen des Joches an dem Ende, wo die Kraft auf die Gurtungen wirkt, ist daher $= \frac{1}{2} \times \frac{4,2}{\sqrt{2}} = \frac{3,2}{\sqrt{2}}$ cm.

Die Folge der Schlaffheit der Diagonalen ist, dass der Brücken-Balken bei starkem Winddruck eine Form annimmt, wie Fig. 9 im Grundriss zeigt, und dass jedes Feld der linken Hälfte die in Fig. 10 dargestellte, jedes der rechten eine dazu symmetrische Form bekommt. Dabei tritt eine seitliche Verschiebung der Querträger jedes Feldes von $3,5^{cm}$ ein, so dass, da bei der angenommenen Länge und Breite 12 Felder vorhanden sind, die Grösse der möglichen Querverschiebung des Brücken-Balkens nach einer Seite $= 21^{cm}$ ist. Es ist daher eine seitliche Beweglichkeit vorhanden, die bei keinem anderen System nöthig ist und nicht von Vortheil für die nach Köpcke'schem System construirten Brücken sein dürfte.

Fig. 9

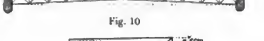
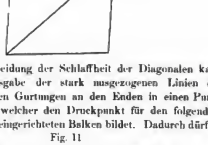
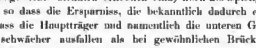


Fig. 10



Behufs Vermeidung der Schlaffheit der Diagonalen kann man nach Maassgabe der stark ausgezogenen Linien der Fig. 11 die unteren Gurtungen an den Enden in einen Punkt zusammenziehen, welcher den Druckpunkt für den folgenden, in gleicher Weise eingerichteten Balken bildet. Dadurch dürften

Fig. 11



diese Brücken jedoch (für welche die Kosten für die Herstellung der Gegengewichte ziemlich erheblich sind) noch kostspieliger werden, so dass die Ersparniss, die bekanntlich dadurch entsteht, dass die Hauptträger und namentlich die unteren Gurtungen schwächer ausfallen als bei gewöhnlichen Brücken, fast oder ganz aufgehoben sein möchte.

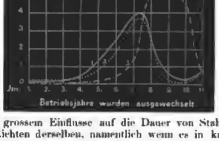
# Referate.

## Eisenbahnbau und Brückenbau.

**Eisenbahn-Oberbau.** Ueber die neueren Erfahrungen in der Herstellung und Unterhaltung der Eisenbahn-Oberbau-Materialien mag in Kürze Nachfolgendes berichtet werden. Zunächst lässt sich constatiren, dass in dem Maasse als der Stahl mehr und mehr an Oberhand gewinnt, auch die Eisenbahntechniker der Herstellung und dem Verhalten desselben im Betriebe eine vermehrte Aufmerksamkeit widmen. Es ist namentlich hervorzuheben, dass zahlreiches Beobachtungsmaterial über die Ausdauer von Stahlschienen veröffentlicht worden ist, durch welches man beabsichtigt, diejenigen Verhältnisse klarzulegen, welche die Brüche der Stahlschienen während des Betriebes verursachen. Dieberzügliche Daten und statistisches Material über die in den letzten Jahren vorgekommenen Auswechselungen von Stahlschienen finden sich u. A.: „Engineering" 1879, S. 195; „Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw." 1880, S. 122 (Die Haltbarkeit amerikanischer und englischer Bessemerstahlschienen).

Aus den in das „Organ" übernommenen Tabellen über die in den Jahren 1871 bis 1878 ausgewechselten Schienen ergeben sich die in nebenstehender graphischer Darstellung gegebenen Durchschnittswerthe für die in den verschiedenen Betriebsjahren ausgewechselten Schienen, ausgedrückt in Procenten der verlegten. Die Curven 1 und 2 gelten für Schienen amerikanischer, Curve 3 gilt für solche englischer Fabrikation. Verfolgt man diese Curven, so wird man bemerken, dass die Zahl der Brüche in den ersten Jahren eine geringe ist, dann langsam zunimmt, in siebenten bis neunten Jahre ein Maximum erreicht und wieder abnimmt, um hierauf wieder eine geringe Tendenz zum Steigen zu zeigen. Aus den Tabellen selbst scheint hervorzugehen, dass das Material der in Amerika bis zum Jahre 1871 hergestellten Schienen wesentlich schlechter gewesen sein mag, als das in späteren Jahren fabricirte, und ferner, dass die Jahre 1875 bis 1877 für die Erhaltung der Stahlschienen besonders ungünstige gewesen sind, sei es infolge grösserer Betriebslasten, sei es infolge ungünstiger Witterung.

Fig. 1




Von grossem Einflusse auf die Dauer von Stahlschienen ist das Richten derselben, namentlich wenn es in kaltem Zustande geschieht. Der Schieneninspector Sandberg giebt hierüber im „Engineering" vom 10. October 1879 („Organ" 1880, S. 123) einen eingehenden Bericht, in welchem hervorgehoben wird, dass durch das kalte Richten bleibende Spannungen im Materiale entstehen, welche beim Hinzutreten von Belastungsspannungen während des Betriebes unter ungünstiger Mitwirkung der Radstösse, namentlich in strengen Wintern, so sehr vergrössert werden können, dass Brüche leicht eintreten. Untersucht man die Enden der zerbrochenen Schienen, so findet man in den meisten Fällen, dass sie alle Proben in ausgezeichnetem Grade bestehen, woraus denn zu folgen scheint, dass das in seiner Haltbarkeit gefährdete Ende in unmittelbarer Nähe der Bruchstelle zu suchen ist. Für besonders gefährlich werden die beim Kaltrichten leicht entstehenden Verletzungen der Oberfläche am Schienenfusse gehalten, welcher Uebelstand in einigen englischen Werken dadurch umgangen zu werden pflegt, dass man die Unterlege-

Digitized by Google

klötze der Richtpressen nur auf Kopf und Steg der Schiene wirken lässt, ohne den Fuss zu pressen. Sandberg meint, dass das Kaltrichten der Schienen nicht allein vom Standpunkte der Betriebssicherheit, sondern vielmehr auch vom Standpunkte der Oekonomie aus zu verwerfen sei. Er behauptet, und diese Behauptung ist wohl mit verhältnismässig wenig Ausnahmen auch auf deutsches Fabrikat auszudehnen, dass er wegen mangelhafter Richtung mehr Schienen habe verwerfen müssen als wegen sonstiger Fehler. Er begrüsst deshalb mit besonderer Freude die jetzt in Amerika angewendete Methode des Warmrichtens. Hierbei laufen die auf Länge geschnittenen Schienen, so warm wie sie aus der Walze kommen, durch drei Paar vertikale Walzen, zwischen denen die kurzen Knicke entfernt und die Schienen so aufgebogen werden, dass sie sich beim Erkalten auf dem ganz ebenen Schienenbette gerade ziehen. Man wendet dann nur noch eine ganz geringe Nachhülfe an.

Auch der Eisenbahnbauinspector Theune kommt in einer Abhandlung: Zur Statistik der Gusstahlschienen-Brüche („Organ" 1880, S. 91), auf den Einfluss des Richtens der Schienen zurück, indem er an Hand der Zusammenstellung von 329 Gusstahlschienenbrüchen folgende Daten gewinnt. $164^{km}$ Gusstahlschienen von $131^{mm}$ hohem Profil der preuss. Ostbahn sind auf einem Querschwellen, theils mit schwebendem, theils mit festem Stoss gelagert; hiervon liegen $135^{km}$ in günstigem, freien, trockenen Planum, während $29^{km}$ in ungünstigem, feuchten Terrain liegen. In der ersteren Strecke sind 207, d. i. 1,5 Brüche pro $1^{km}$, in letzterer 122, d. i. 4,2 pro $1^{km}$ vorgekommen. Im Kalendervierteljahr 1 zerbrachen 216, in II 28, in III 14 und in IV 71 Schienen. Die Zahl der in den ersten Jahren zerbrochenen Schienen war auch hier sehr gering, die meisten lagen 8 bis 10 Jahre, und zwar beträgt das Durchschnittsalter 7,5 Jahre. Fast alle Schienen zeigten schon eine merkliche Abnutzung und hatten bereits eine Bruttolast von 23 Millionen Tonnen ertragen. Es brachen durch das volle Profil 73, durch die Einklinkungen 51 und durch die Laschenlöcher 205 Schienen. Die meisten Brüche waren ganz frisch. Die Brüche durch das volle Profil werden als Folgen des Kaltrichtens hingestellt. Die Gefährlichkeit der Einklinkungen wird vorwiegend der Wirkung derselben als „scharfer Ansatz" (Wöhler, „Zeitschr. f. Bauwesen" 1870, S. 100) zugeschrieben, wozu erwähnt sei, dass die Beanspruchung des Materiales durch Locomotivlast $1000^{kg}$ pro Quadratcentimeter erreicht, wohinzu noch die Wirkung einer Zahl von 4,6 Millionen Radstössen kommt. Brüche durch die Laschenlöcher sind im Ganzen 205 zu verzeichnen, wovon auf $1^{km}$ Gelcis mit festem Stoss 4,7, auf $1^{km}$ Gelcis mit schwebendem Stoss 0,8 Brüche entfallen. Diese Brüche erfolgten stets an dem vorderen Kopfe der Schiene in der Fahrrichtung gesehen. Die Bruchlinien sind da, wo sie das Laschenloch erreichen, fast immer unter $45^0$ gegen die Horizontale geneigt. Es wird behauptet, dass die Zerstörung in den Wandungen des Loches begann und nach den äusseren Fasern fortschritt. Die Zerstörung der Schienenenden wird wesentlich durch das Schlagen der Räder beim Uebergange über den Stoss befördert.

Eine Einrichtung, welche dem entgegen wirken soll, findet sich: „Dtsch. Bauz." 1880, S. 257 (Sonne, Verbreitung mit Bundwinkel).

Fig. 2

Es wird hier vorgeschlagen, die Höhendifferenzen zwischen den Laufflächen zweier benachbarter Schienenköpfe, welche für die Erhaltung der Schienen und der Radreifen so schädlich wirken, durch sogenannte „Bundwinkel" auszugleichen und hierdurch die heftigen Schläge in den Schienenstössen zu vermeiden. Diese Bundwinkel bestehen aus Zwischenlagen von nebenstehender Profilform und werden zwischen Lasche und Schienenkopf eingelegt, so zwar, dass man unter die Laschenanlagefläche des einen Schienenkopfes die stärkere Seite eines Bundwinkels legt, während unter diejenige der zweiten Schiene die schwächere Seite des Winkels gebracht wird. Es wird dann ferner vorgeschlagen, vier Profile zu verwenden, mit welchen man im Stande sein würde, Höhendifferenzen von $2^{mm}$ bis auf einen Rest von $0{,}25^{mm}$ auszugleichen. Es kann nicht verkannt werden, dass durch diese Bundwinkel sowohl die Zahl des Kleineisenzeuges und der Kostenaufwand erhöht wird, als auch dass durch die Vermehrung der Zahl der Anlageflächen die Gefahr der Lockerung derselben vergrössert wird.

Ueber die Abnutzung von Stahlschienen („Organ", 1880, S. 75) theilt Oberingenieur Rüppell mit, dass auf der geneigten Ebene bei Aachen, welche ein Gefälle von 1:38 hat, die Abnutzung pro 1000000 Bruttolast $1{,}35^{mm}$ betragen hat, so dass diese Schienen nur fünf Jahre ausdauern. Bei der versuchsweisen Anwendung von stählernen Bremsschlitten auf der einen und schmiedeeisernen auf der anderen Schiene war die Abnutzung unter dem schmiedeisernen um ein Bedeutendes grösser. Auf der Bremsstrecke Heissen-Mühlheim, Gefälle 1:75, betrug die Abnutzung $2{,}6^{mm}$ pro 1000000 Bruttolast, welche grössere Zahl dadurch bedingt zu sein scheint, dass gewöhnliche Bremswagen verwendet wurden, bei denen die Räder fest gestellt werden konnten.

Um die Schienenabnutzungen genau messen zu können, haben Zimmermann & Buntzel in Berlin („Organ" 1880, S. 92) einen einfachen, zangenartigen Apparat ersonnen, welcher auf der Altona-Kieler, der Berlin-Hamburger und der Berlin-Potsdam-Magdeburger Eisenbahn bereits eingeführt ist. Die Construction muss eine zweckmässige genannt werden und verspricht ein schnelles und sicheres Arbeiten. Unsere Quelle giebt genau die Beschreibung und Zeichnung.

Nach P. v. Tunner („Ztschr. f. Steiermark" 1878, S. 428) werden durch die härteren Stahlschienen die Radreifen erheblich stärker abgenutzt, so dass seit Einführung der Stahlschienen die österreichische Staats-Bahn-Gesellschaft in Wien 30 pCt. mehr Drehbänke in Betrieb setzen musste.

Bislang trat man den grösseren Brüchen und den Schalengussrädern immer mit grösserem Misstrauen entgegen, weil man annahm, dass die schmiedeeisernen Speichenräder mit aufgezogenen Bandagen mehr Sicherheit bieten würden. Gegenüber den zahlreichen Reifensprüngen haben sich aber („Organ" 1880, S. 77 — „Eisenbahn" XII, S. 63) in Oesterreich-Ungarn bei rund 120000 Schalengussrädern im letzten Winter keine Sprünge gezeigt. Ingenieur E. Stötzer schreibt die grössere Widerstandsfähigkeit der Gussräder bei niedriger Temperatur dem gleichartigen Materiale und der gleichförmigen Massenvertheilung zu, wodurch das Auftreten gefährlicher Spannungen vermieden wird.

Die Frage des eisernen Oberbaues ist in neuester Zeit vielfach ventilirt worden, und man hat darüber hin und her gestritten, ob das Princip des Querschwellen- oder das des Langschwellen-Oberbaues die Oberhand gewinnen werde. Wir wollen uns heute damit begnügen, die Quellen anzuführen und nur einige Systeme weiter unten kurz beschreiben.

Zusammenstellungen über die bislang vorgeschlagenen Formen des eisernen Oberbaues oder Besprechungen einer grösseren Reihe dieser Systeme finden sich:

„Eisenbahn" XII, S. 12. — „Organ" 1879, S. 272. — „Engineer" 1880, I, S. 115 u. 241 (Fortsetzung von 1879 II, S. 427 u. 445).

Beschreibungen einzelner Systeme oder der Systeme, welche bei einzelnen Bahnverwaltungen angewendet worden sind, finden sich:

Ueber den Haarmann'schen Langschwellen-Oberbau: „Dtsch. Bauztg." 1880, S. 172. — „Organ" 1880, S. 1.

Zweitheiliger Langschwellen-Oberbau, System Böttcher: „Ztschr. f. Bauk." 1880, S. 73.

Verlegung des Oberbaues (Hilf) auf den Badischen Staatsbahnen: „Ztschr. f. Bauk." 1879, S. 619.

Eiserner Oberbau aus Altschienen, System Plase: „Organ" 1879, S. 254.

Verlegen eiserner Langschwellen auf den Neuhaustrecken der Rheinischen Bahn: „Dtsch. Bauztg." 1879, S. 375. — „Organ" 1880, S. 74.

Der Langschwellen-Oberbau der Rheinischen Eisenbahn und die bekannten zweitheiligen Oberbaue der Neuzeit, von Hoffmann. Berlin, Springer 1880.

Digitized by Google

Ueber den Querschwellen-Oberbau findet man:

Beitrag zum Querschwellen-Oberbau von Klinge: „Organ" 1880, S. 89.

Ein Wort zu Gunsten des eisernen Oberbaues mit Querschwellen von Rimbach. „Ann. f. Gwb. u. Bw." 1880 II, S. 87.

Wagner's eiserner Querschwellen-Oberbau aus Altschienen: „Ztschr. öst. Ing. u. Arch.-Ver." 1879, S. 145. — „Organ" 1880, S. 171.

Wood's eiserner Querschwellen-Oberbau: „Engng.", Octbr. 1879, S. 273. — „Iron", Octbr. 1879, S. 456.

Reese's eiserner Querschwellen-Oberbau: „Scif. American", Aug. 1879, S. 83.

Das Oberbausystem de Serres und Battig ist seit 1876 bei mehreren Bahnverwaltungen versuchsweise eingeführt worden und soll sich im Allgemeinen gut bewährt haben. Es ist ein dreitheiliges Langschwellensystem, bestehend aus den beiden gleichartig und in sich symmetrisch ausgebildeten Unterschienen *a*, Fig. 3, welche den durch die Kopfschiene *b* aufgenommenen Raddruck auf das Schottermaterial übertragen. Zusammengehalten werden diese drei Glieder vermittelst kurzer Querriegel, von dem in Fig. 5 gegebenen Profil, die in Abständen von 700 bis $800^{mm}$ durch entsprechende Ausklinkungen in den Unterschienen geschoben werden, und welche mit längeren, beide Geleisestränge mit einander verbindenden, vollständigen Querverbindungen von gleichem Profil abwechseln.

Fig. 3

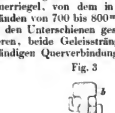



Fig. 6

Fig. 4

Fig. 5

Die Querriegel und Querverbindungen haben einen, resp. zwei rechtwinklige Ausschnitte, in welche sich die oberen Flantschen der Unterschienen hineinlegen, vergl. Fig. 4. Die Querverbindungen sind möglichst weit (2 bis 4m) von einander entfernt; sie haben nur den Zweck, die relative Lage der beiden Geleisestränge gegen einander zu sichern, sowie das Kriechen derselben zu verhindern. Die beiden Unterschienen sind so profilirt, dass sie mit Leichtigkeit aus alten Vignolschienen hergestellt werden können, vergl. Fig. 6. Das Kriechen der Laufschiene auf den Unterschienen wird durch eingetriebene, dann umgebogene Dorne verhindert, wobei der Temperaturausdehnung durch ovale Löcher im Stege der Fahrschienen Rechnung getragen wird. De Serres selbst führt in seiner Schrift über sein System (Wien bei Lehmann und Wentzel 1879) folgende Vorzüge desselben auf: Die leicht zu ersetzenden Fahrschienen von geringem Gewicht, daher bedeutende Materialersparniss bei der Erneuerung nach dem Verschleiss; die continuirliche Lagerung der Fahrschienen zwischen den Stegen der Unterschienen, daher vermehrte Sicherheit in der Kräfteübertragung und gegen Bruch; man kann härteres, der Abnutzung weniger unterworfenes Material verwenden und hierdurch der Oberschiene grössere Ausdauer verleihen; die leichte Verlegbarkeit des Oberbaues auf der Strecke infolge des Fehlens von Verschraubungen und Vernietungen und infolge der Handlichkeit der einzelnen Theile; kein Stück wiegt über $180^{kg}$, daher geringe Anzahl von Arbeitskräften beim Verlegen (zwei Colonnen, ein Aufseher und 14 Mann); man kann den Oberbau ohne Betriebsunterbrechung an Stelle eines anderen verlegen; die gute directe Uebertragung des Druckes auf das Bettungsmaterial, ohne Beanspruchung der Querverbindungen für diesen Zweck, daher sanftes, ruhiges Fahren; die Querverbindung dient nur zur Erhaltung des Spurmasses und zur Verhütung des Wanderns der Geleise; die einfache Fabrikation der Materialien; die Unterschienen können aus Vignolschienen gewalzt werden; die Löcher und Ausklinkungen in denselben, in den Querriegeln und in den Querverbindungen werden gestanzt, daher geringe Materialkosten; die geringe Beaufsichtigungsbedürftigkeit infolge des Fehlens von lösbaren Verbindungstheilen. Der Oberbau kann leicht an jeden anderen angeschlossen werden; Weichen und Kreuzungen sind leicht und unter Benutzung der für den Oberbau vorhandenen Materialien ausführbar.

Im Ganzen sind über $40^{km}$ Versuchsstrecken unter den verschiedenartigsten Betriebsverhältnissen verlegt, und dabei haben sich im Allgemeinen gute Resultate ergeben. Nachstehende Tabelle giebt die muthmaasslichen Unterhaltungskosten für drei Oberbausysteme.

| | de Serres | Hilf neuestes | Querschwellen eichene |
|---|---|---|---|
| | fl. ö. W. | fl. ö. W. | fl. ö. W. |
| Anlagekosten pro lfd. Meter Geleis | 14,78 | 16,75 | 13,69 |
| Davon 6 pCt. Zinsen pro Jahr | 0,86 | 0,97 | 0,785 |
| Directe Unterhaltungskosten nach den Erfahrungen mit System Hilf | 0,10 | 0,10 | 0,110 |
| Muthmassliche Dauer der Fahrschienen Jahre | 25 | 25 | 25 |
| Preis pro $100^{kg}$, abzüglich der Kosten für altes Material fl. ö. W. | 7,00 | 7,00 | 9,30 |
| Gewicht pro lfd. Meter Geleis kg | 39,5 | 70 | 66 |
| mithin jährliche Erhaltungskosten pro lfd. Meter Geleis | 0,11 | 0,20 | 0,360 |
| Dauer der Unterschienen, resp. der eichenen Schwellen Jahre | 60 | 60 | 12 |
| Gewicht pro lfd. Meter Geleis kg | 83,89 | 67,0 | — |
| Kosten pro $\left\{\begin{matrix}100^{kg}\\ \text{Stück}\end{matrix}\right\}$, abzüglich der Kosten für altes Material fl. ö. W. | 7,25 | 8,50 | 2,25 |
| mithin jährliche Erhaltungskosten pro lfd. Meter Geleis | 0,10 | 0,095 | 0,220 |
| Erhaltung des Kleinmaterials nach Erfahrung | 0,002 | 0,005 | 0,005 |
| Summa | 1,172 | 1,370 | 1,490 |
| Oder in Procenten, das Querschwellensystem zu 100 | 78% | 91% | 100% |

Zufolge einer Mittheilung in der „Zeitung d. V. d. Eisenbahn-Vwtg." 1879, S. 1263, soll sich das vorbesprochene Oberbau-System überall gut bewährt haben.

Schienenstuhl mit Rollenbefestigung. („Engineer", Juni 1880, S. 439.) Auf der North London Railway ist versuchsweise seit etwa 18 Monaten die in Fig. 7 dargestellte Schienenbefestigung in Anwendung gekommen und soll sich nach Aussage der Beamten und Arbeiter in der sehr stark frequentirten Versuchsstrecke, welche von Güter- und Personenzügen befahren wird, sehr gut bewährt haben. Die Doppelkopfschiene wird in gusseiserne Schienenstühle gelegt und durch eine eingelegte gusseiserne Rolle von

Fig. 7

Digitized by Google

50 mm Durchmesser und 90 mm Länge selbstthätig angepresst, welche an einer Längenverschiebung durch schmale Seitenrippen im Schienenstuhl gehindert wird.

Ueber die Dauer der Hölzer, insbesondere die Dauer der Eisenbahnschwellen, giebt Geh. Regierungsrath Funk („Organ" 1880, S. 62) einen überaus interessanten, von Tabellen und graphischen Darstellungen begleiteten Bericht, in welchem in sehr instructiver und lichtvoller Weise die Methoden der Imprägnirung der Schwellen und die einschlägigen Verhältnisse besprochen werden. Wir müssen uns hier leider darauf beschränken, nur eine ganz kurze Uebersicht zu geben. Als diejenigen Methoden, welche sich bislang am besten bewährt haben, werden die Imprägnirungen unter Anwendung hohen Druckes (8—10 Atm.) mit Zinkchlorid, Creosot und Kupfervitriol und das Einlaugen mit Quecksilbersublimat genannt, von welchen das Zinkchlorid am billigsten in der Verwendung ist. Die mittlere Dauer von nicht imprägnirten Schwellen gegenüber den mit Zinkchlorid oder Creosot imprägnirten ist etwa folgende:

| | nicht imprägn. | imprägn. |
|---|---|---|
| Eichene Schwellen . . | 13,6 | 19,5 Jahre |
| Kiefern „ . . . | 7,2 | 14—16 „ |
| Fichtene „ . . . | 5,1 | 8—10 „ |
| Buchene „ . . . | 3,9 | 15—18 „ |

830000 Stück auf sehr verschiedene Weise imprägnirte Kiefernschwellen ergaben eine mittlere Dauer von 14 Jahren. Ausser der Art des Imprägnirens sind verschiedene andere Umstände auf die Dauer der Schwellen von Einfluss, als: Stärke des Verkehres, Durchlässigkeit des Bettungsmateriales, die Ueberdeckung der Schwellen mit Kies, der Grad des Austrocknens vor dem Imprägniren, nachher und vor dem Verlegen der Schwellen. Am Schlusse berechnet der Verfasser, dass bei durchgängiger Verwendung von imprägnirten Schwellen jährlich 3700000 *M.* erspart werden können. A. M.

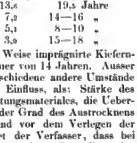
**Kohlen-Ladevorrichtungen.** Hydraulische Kohlenladevorrichtung auf Bahnhof Steudal. („Organ" 1879, Tafel 26.) Zum Verladen der Kohlen von dem Lagerraume in die Tender der Maschinen werden zwei hydraulische Krahne verwendet, welche von einem im Pumpenhause der Wasserstation aufgestellten Accumulator aus durch eine circa 400 m lange schmiedeeiserne, mit Bleiringen gedichtete Rohrleitung von 50 mm lichtem Durchmesser gespeist werden. Die Versorgungspumpe führt in 60 Doppelhüben pro Minute dem Accumulator das für ein volles Spiel eines Krahnes erforderliche Wasserquantum von 0,027 cbm zu; der Accumulator fasst eine für sechs volle Spiele genügende Wassermenge und ruft einen Druck von 30 at pro Quadratcentimeter hervor. Der Krahn selbst ist nach dem Fairbairn'schen System construirt, hat 5 m Ausladung und eine Hubhöhe von 4 m. Der hydraulische Treibkolben, welcher das Heben der Last besorgt, hat 150 mm Durchmesser, 1 m Hub und trägt zwei lose Rollen. Die beiden hydraulischen Cylinder, welche das Drehen des Krahnes um seine Achse besorgen, haben Kolben von 106 mm Durchmesser und 1,1 m Hub. Die Kohlen werden in 25 eisernen Wagen von je 10 Ctr. Fassungsraum verladen, welche auf Geleisen zu den Krahnen laufen, hier von jenen gehoben und über den Tender geführt werden, woselbst der bereitstehende Heizer die Wagen auslöst und durch Umstürzen entleert. Ein volles Spiel des Krahnes, Einhängen des Wagens, Anheben, Drehung des Krahnes um 180°, Ausklinken und Umstürzen, Zurückdrehen des Krahnes und endlich Sinkenlassen, erforderte eine Zeitdauer von 30 Sec. (bei geübten Leuten) bis 60 Sec. (bei weniger geübten Leuten). Die Verladungskosten der Kohlen betrugen bei dem althergebrachten Verladen mittelst Weidenkörben pro 200 Ctr. = 9,6 *M.*, während sich dieselben Kosten bei der neuen Anlage auf 4,8 *M.* belaufen. Das Anlage-Kapital für die ganze Anlage, mit Ausnahme der Dampfmaschine, bezifferte sich auf etwa 25000 *M.* Die hydraulischen Anlagen wurden von L. Stuckenholz in Wetter a. Ruhr, die Rohrleitungen von Poensgen in Düsseldorf geliefert.

Auffallend erscheint bei der Anlage der geringe Fassungsraum der Ladegefässe, indem zum vollen Beladen eines Tenders 6—8 Wagenladungen à 10 Ctr. erforderlich sind. Sicherlich würde sich eine grössere Ersparniss erzielen lassen, wenn grössere Gefässe verwendet würden, jedoch war man bei dieser Anlage gezwungen, eine vorhandene, etwas schwache Dampfmaschine mitzubenutzen.

Die Kohlenverladung auf dem Berliner Bahnhof der Ostbahn und dem Bahnhof Halensee der Strecke Berlin-Wetzlar erfolgt gleichfalls mit eisernen Wagen von 10 Ctr. Fassungsraum, welche mit einem von Hand bewegten Krahn im beladenen Zustande aus dem Kohlenbansen auf die Ladebühne geholt und dort auf zwei Geleisen aufgestellt werden. Die Wagen werden dann bei Bedarf mit dem Krahn über die Tender gebracht, durch Umkippen entleert und dann entweder einstweilen auf die Ladebühne oder auch direct in den Bansen abgestellt. Ueber die Kosten dieser Verladungsart können wir zur Zeit keine genauen Angaben machen.

Das Beladen der Tender mit Kohlen auf Bahnhof Oberlahnstein der Nassauischen Bahn und auf dem Staatsbahnhofe in Koblenz („Dtsch. Bauztg." 1880, S. 44) erfolgt direct vom Waggon aus. Für diesen Zweck ist eine besondere Geleisanlage gemacht, wie sie in nebenstehender Fig. 8 angedeutet ist. Die Kohlenwagen fahren auf die beiden Centesimalwaagen *a*, welche in die Geleise *b* eingelegt sind und zur Feststellung der Gewichte der auf die einzelnen

Fig. 8




Tender verladenen Kohlen dienen. Von hier aus werden die Kohlen auf die Tender verladen, welche auf dem tiefer liegenden Locomotivgeleise c stehen. Die Höhendifferenz der Geleise ist so gewählt, dass die Oberkante des Tenders sich etwas unterhalb der Bordkante des Wagens befindet. Der Kohlenbansen *d* dient nur als Aushülfe. Die Anlagekosten der Centesimalwaagen belaufen sich auf 3000 *M.* Die einzelnen Kohlenwagen müssen manchmal zwei Tage auf Entladung warten. Mit vier Arbeitern, welche nebenbei auch noch andere Accordarbeiten übernehmen, können pro Tag 660 Ctr., im Maximum 1000 Ctr. verladen werden. Pro Tag will man von einer Wage aus 1500—1800 Ctr. verladen und dabei bei einer vollkommenen Anlage nach diesem System 57,3 pCt. gegen das Verladen mit Körben ersparen können. A. M.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Zweicylindermaschinen.** In Anerkennung der hervorragenden Bedeutung dieser Art von Dampfmaschinen für den Kraftbedarf der Industrie verfolgen wir mit besonderem Eifer die auf die Zweicylindermaschinen Bezug habenden literarischen Erscheinungen. Der Erwähnung und der Aufmerksamkeit unserer Leser werth halten wir unter Anderem eine in „Bulletin de la Société d'encouragement" 1880, No. 74 enthaltene Abhandlung von de Fréminville über derartige Motoren. Einem Vergleich derselben mit den Corliss-Maschinen folgt eine nicht ganz lückenfrei geschichtliche Entwickelung, welche in einer Besprechung der auf der Pariser Weltausstellung 1878 ausgestellten Zweicylindermaschinen gipfelt und zu Verbesserungsvorschlägen über die Raumverhältnisse und Steuerungen der immer noch in einzelnen Punkten mangelhaften Maschinen führt.

Eine andere Arbeit über Woolf'sche Maschinen von 0 bis 180 Grad Kurbelversetzung, auf welche wir näher eingehen werden, ist im „Berg- und hüttenmännischen Jahrbuch" Bd. XXVIII (auch in einem Sonderabdruck) von Professor Josef Hrabák aus Příbram erschienen.

Zunächst die bisher üblichen Constructionen der 0 Grad-, bezw. 180 Grad-Maschinen, d. i. der eigentlich Woolf'schen Dampfmaschine betrachtend, ergiebt sich ein Kraftverlust aus dem arbeitslosen Spannungsfall — Spannungsabfall schreibt der Verfasser — des aus dem kleinen Cylinder austretenden

Digitized by Google

Dampfes, verursacht durch die schwache, in dem Uebergangsraum nach dem grossen Cylinder hin herrschende Dampfspannung, welcher Freifall der Spannung noch bedeutend erhöht wird durch die Condensation des Dampfes an den Wandungen jenes Zwischenraumes. Abgesehen von der Herabminderung des genannten Uebelstandes durch möglichste Reduction des Zwischenraumes und des schädlichen Raumes im grossen Cylinder, soll die Behebung jener Mängel im Allgemeinen darin bestehen, dass ersteres durch rechtzeitiges Absperren des nach dem grossen Cylinder übertretenden Dampfes durch die fortgesetzte Bewegung des kleinen Kolbens der Dampf in dem Zwischenraum bis zu derjenigen Spannung comprimirt wird, welche gleich ist der im kleinen Cylinder entstandenen Endspannung, und dass man zweitens die Wände des Zwischenraumes durch Kesseldampf oder durch Brenngase heizt.

Bezeichnet man mit

$b$ den Inhalt des grossen Cylinders
$b_1$ dessen Füllungsraum
$m$ den Coefficienten des schädlichen Raumes
$a$ den Inhalt des kleinen Cylinders
$a_1$ dessen Füllungsraum
$m_1$ den Coefficienten des schädlichen Raumes
$Z$ den Zwischenraumininhalt, und

$$\frac{Z}{b} = r;$$

ferner möge die Spannungsänderung dem Mariotte'schen Gesetze folgen, dann ist nach den Untersuchungen des Hrn. Adjunct Käs der Füllungsgrad $\frac{b_1}{b}$ für „vollkommene Woolf'sche Maschinen" (so nennt der Verfasser die Maschinen ohne Spannungsfall) aus folgender Tabelle zu finden.

| | $m = m_1 = 0$ | $m = m_1 = 0{,}02$ | $m = m_1 = 0{,}03$ | $m = m_1 = 0{,}05$ |
|---|---|---|---|---|
| $\frac{a}{b} = 0{,}5$ | $\frac{b_1}{b} = \frac{0{,}25 + 0{,}5\,r}{0{,}25 + r}$ | $\frac{0{,}512 + 0{,}965\,r}{0{,}522 + 2\,r}$ | $\frac{0{,}518 + 0{,}947\,r}{0{,}534 + 2\,r}$ | $\frac{0{,}529 + 0{,}913\,r}{0{,}556 + 2\,r}$ |
| $\frac{a}{b} = 0{,}1$ | $\frac{b_1}{b} = \frac{0{,}16 + 0{,}4\,r}{0{,}16 + r}$ | $\frac{0{,}410 + 0{,}956\,r}{0{,}422 + 2{,}5\,r}$ | $\frac{0{,}415 + 0{,}934\,r}{0{,}434 + 2{,}5\,r}$ | $\frac{0{,}424 + 0{,}890\,r}{0{,}456 + 2{,}5\,r}$ |
| $\frac{a}{b} = 0{,}333$ | $\frac{b_1}{b} = \frac{0{,}10 + 0{,}333\,r}{0{,}10 + r}$ | $\frac{0{,}312 + 0{,}947\,r}{0{,}356 + 3\,r}$ | $\frac{0{,}316 + 0{,}921\,r}{0{,}367 + 3\,r}$ | $\frac{0{,}324 + 0{,}868\,r}{0{,}389 + 3\,r}$ |
| $\frac{a}{b} = 0{,}3$ | $\frac{b_1}{b} = \frac{0{,}09 + 0{,}3\,r}{0{,}09 + r}$ | $\frac{0{,}308 + 0{,}941\,r}{0{,}323 + 3{,}333\,r}$ | $\frac{0{,}312 + 0{,}913\,r}{0{,}334 + 3{,}333\,r}$ | $\frac{0{,}319 + 0{,}883\,r}{0{,}356 + 3{,}333\,r}$ |
| $\frac{a}{b} = 0{,}25$ | $\frac{b_1}{b} = \frac{0{,}0625 + 0{,}25\,r}{0{,}0625 + r}$ | $\frac{0{,}257 + 0{,}930\,r}{0{,}272 + 4\,r}$ | $\frac{0{,}260 + 0{,}894\,r}{0{,}284 + 4\,r}$ | $\frac{0{,}266 + 0{,}824\,r}{0{,}306 + 4\,r}$ |

Arbeitet nun eine auf den Füllungsgrad der vorstehenden Tabelle eingestellte, oder auf Grund von Indicatoruntersuchungen regulirte Maschine bei normaler Leistung ohne Spannungsfall, „so wird dies Letztere annähernd auch dann der Fall sein, wenn man zum Zwecke einer zeitweiligen Steigerung oder Verminderung der Maschinenleistung die Füllung des kleinen Cylinders etwas vergrössert oder verkleinert und hiermit den totalen Expansionsgrad ändert, da das hierdurch geänderte Verhältniss der Condensatorspannung zu der Expansions-Endspannung im kleinen Cylinder nur einen untergeordneten Einfluss äussert."

Die Vermeidung des Spannungsfalles erhöht nicht nur die Leistung des in der Maschine arbeitenden Dampfes, sondern es wird auch dadurch noch an frisch zutretendem Dampf gespart, dass derselbe höhere Spannung im schädlichen Raume des kleinen Cylinders vorfindet.

Die so vervollkommnete Woolf'sche Maschine wird aber erst dann eine fast alle Vortheile der anderen Dampfmaschinen in sich fassende sein, wenn die Kurbeln beider Cylinder um 90 oder mehr Grad gegeneinander versetzt werden.

Damit für jeden beliebigen Kurbelwinkel ein Spannungsfall nicht stattfindet, muss der Füllungsraum des grossen Cylinders gleich sein dem Inhalt des kleinen, oder auch die Füllung

$$\frac{b_1}{b} = \frac{a}{b},$$

gleich dem Inhaltsverhältniss beider Cylinder. Es muss aber sein, den Versetzungswinkel der Kurbeln mit $\omega$ bezeichnet, für:

| $\frac{a}{b} =$ | 0,5 | 0,4 | 0,333 | 0,3 | 0,25 |
|---|---|---|---|---|---|
| $\omega =$ | 90° | 101° 32′ | 109° 28′ | 113° 35′ | 120° |

Wählt man für alle Fälle die fast allgemein übliche und auch der gleichförmigsten Kraftübertragung wegen zweckmässigste 90 Grad-Stellung, so hat man einen Spannungsfall in Kauf zu nehmen, welcher um so bedeutender ist, je mehr das Volumenverhältniss $\frac{a}{b}$ von 0,5 verschieden ist.

Wenngleich die Gesammtleistung einer „vollkommenen Zweicylindermaschine" (Compound-Maschine) durch vermehrte Füllung des kleinen Cylinders vermehrt wird, soll dabei, wie der Verfasser behauptet, dennoch die Einzelleistung des kleinen Cylinders vermindert werden. Dass es sich mit dieser Verminderung nicht ganz so verhält, werden wir weiter unten an einem Beispiel zeigen.

Ueber das wichtige Verhältniss der Einzelleistungen beider Cylinder zu einander müssen nach des Verfassers Meinung noch besondere Regeln aufgestellt und Studien gemacht werden. Zunächst empfiehlt er, die jeweilige Aufgabe durch Zeichnung theoretischer Diagramme von Fall zu Fall zu lösen.

De Fréminville gelangt in seiner Eingangs erwähnten Abhandlung zu dem Vorschlag: für den Fall, dass die Gleichkräftigkeit der Cylinder bei verschiedenen Total-Expansionsgraden erhalten bleiben soll, den grossen Cylinder ebenso wie den kleinen Cylinder mit variabler Expansionsvorrichtung zu versehen. Die Vermeidung des Spannungsfalles ist auch bei ihm als Regel angenommen, jedoch nicht weiter gehend, als dass noch ein zur Ueberwindung des Bewegungswiderstandes ausreichendes Gefälle der Dampfspannung vorhanden ist.

Während es Hrabák der „Nacheinströmung" wegen fürverwerflich hält, eine grössere Füllung des grossen Cylinders als 0,5 anzuwenden, soll nach Joh. Otto Meyer, Bd. XXII, S. 55 d. Z. die Expansion im grossen Cylinder nie weiter getrieben werden, als solche mit einem Schieber erreichbar ist.

Mit einem einfachen Vertheilungsschieber kann man aber nicht weniger als $\frac{1}{3}$ füllen. Besser als mit einem Canal-Schleppschieber (vergl. Bd. XXIII, S. 479 d. Z.) würde nicht wohl beiden Anforderungen Genüge geleistet werden.

Die Zulassung eines gewissen Spannungsfalles anlangend, geht Referent Dieses noch weiter als jener französische Autor, und zwar wie folgt:

Zunächst ist der Inhalt des grossen Cylinders $= b$ gegeben, und zwar ebenso gross als der einzige Cylinder einer Eincylindermaschine für gleiche Total-Expansion sein müsste. Seinen Querschnitt gleich der Flächeneinheit angenommen, ist alsdann auch

$b$ der Hub des grossen Kolbens (Fig. 1 und 2).

Ferner ist gegeben:

$p_3$ die constant anzunehmende Vorderdampfspannung und
$p_4$ die Endspannung.



Digitized by Google

Diese Endspannung würde gleich $p_b + p_v$, einer den Reibungswiderständen äquivalenten Spannung sein müssen, wenn es nur auf einen möglichst geringen Dampfverbrauch für eine gegebene Leistung ankäme. Will man aber die Gesammtkosten der Krafterzeugung zu einem Minimum machen, so muss man auch noch die Anlage- und Unterhaltungskosten der Maschine mit in Rechnung ziehen. Die Verzinsung, Amortisation u. s. w. setzen der Vergrösserung des Cylinders behufs weiterer Ausdehnung der Expansion ebenso eine Grenze, wie solche schon durch die Reibung und die Vorderdampfspannung gezogen ist. Sonach können die Kosten bei der Ermittelung der Grösse des Dampfcylinders ebenso einer widerständlichen Spannung äquivalent angenommen werden, wie solches schon bezüglich der Reibung geschehen ist. Das Aequivalent dieser Maschinenkosten ist um so grösser, je billiger das Brennmaterial, und um so kleiner, je billiger die Maschine ist.

Fig. 1

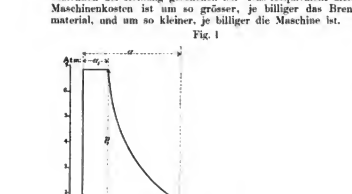
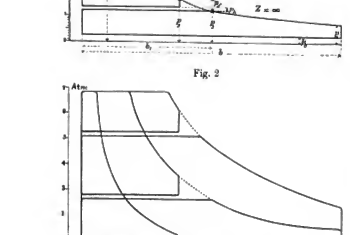



Fig. 2




Das Kostenäquivalent, in Atmosphären ausgedrückt, schwankt zwischen 0,2 und 0,6 Atmosphären.

Dasselbe mit $p_k$ bezeichnet ist

$$p_k = p_v + p_r + p_a;$$

$\frac{b_1}{b}$, den Füllungsgrad des grossen Cylinders, nehmen wir ebenfalls als gegeben.

Das Mariotte'sche Gesetz gelten lassend, hat man unter Vernachlässigung der schädlichen Räume die Spannung $p_2$, mit welcher die Expansion im grossen Cylinder beginnt,

$$p_2 = \frac{b}{b_1} p_1.$$

Unter der vorläufigen Annahme, dass der Zwischenraum, aus welchem der grosse Cylinder seinen Dampf erhält, unendlich gross ist, also $Z = \infty$, hat man die Füllungsspannung constant $= p_2$.

$p_a$, die Austrittsspannung aus dem kleinen Cylinder, muss der Dampfbewegung halber einen Ueberdruck $p_b$ über $p_2$ haben, also

$$p_a = p_2 + p_b.$$

Auch nehmen wir $p_2$, die Endspannung im kleinen Cylinder, gleich $p_a$ plus Reibungswiderstand plus Kostenwiderstand in Atmosphären ausgedrückt.

Lässt man auch für den Querschnitt des kleinen Cylinders die Flächeneinheit gelten, dann ist auch $a$ der Hub des kleinen Kolbens, und die Dampfdiagramme beider Cylinder sind nach einerlei Einheit zu messen.

Die Anfangsspannung $p_1$ und den Füllungsgrad $\frac{a_1}{a}$ bestimmen wir nun danach, dass die Leistung $A$ des kleinen Cylinders in einem gegebenen Verhältniss zu der Leistung $B$ des grossen Cylinders steht und bezeichnen dieses Verhältniss

$$\frac{A}{B} = \varkappa.$$

Man findet:

$$B = b\, p_k \left(1 + \ln \frac{b}{b_1} - \frac{p_b}{p_k}\right),$$

$$A = b\, p_k \left(1 + \ln \frac{a}{a_1} - \frac{p_a}{p_2}\right),$$

$$1 + \ln \frac{a}{a_1} - \frac{\frac{b}{b_1} p_k + p_b}{\frac{b}{b_1} p_k + p_f} = \varkappa \left(1 + \ln \frac{b}{b_1} - \frac{p_b}{p_k}\right).$$

Daraus berechnet man $\frac{a}{a_1}$ und mit $\alpha = \frac{a_1 p_1}{p_2 + p_f} = \frac{b\, p_k}{\frac{b}{b_1} p_k + p_f}$ ist weiterhin

$$\frac{b}{a} = \frac{b}{b_1} + \frac{p_f}{p_k},$$

$$\frac{b}{a_1} = \frac{b}{a} \cdot \frac{a}{a_1} \quad \text{und}$$

$$p_1 = p_k \cdot \frac{b}{a_1}.$$

Die auf den Uebergang von $A$ nach $B$ fallende Verlustarbeit möge mit $C$ bezeichnet werden, dann ist:

$$C = b\, p_k \left(\ln \frac{b_1}{a} + \frac{p_a}{p_2} - 1\right),$$

$$\frac{A+B}{C} = \frac{\left(1 + \ln \frac{b}{b_1} - \frac{p_b}{p_k}\right)(1+\varkappa)}{\ln \frac{b_1}{a} + \frac{p_k + p_b}{p_k + p_f} - 1}.$$

Wir stellen uns nun noch zur Aufgabe, für die normale Leistung beide Cylinder annähernd oder ganz gleich kräftig zu machen.

Nimmt man statt $Z = \infty$ eine praktische Grösse für den Zwischenraum an, so ist die Dampfspannung in demselben nicht mehr constant und deren Mittelwerth auch um so grösser, je kleiner der Zwischenraum ist. Infolge davon wird auch die Leistung des grossen Cylinders grösser als diejenige für $Z = \infty$ und die des kleinen Cylinders um ebenso viel kleiner. Man kann die Leistungen ungefähr annehmen für:

| $Z = \infty$ | $Z = \frac{b}{4}$ | $Z = 0$ |
|---|---|---|
| $B + 0$ | $B + 0{,}037 \frac{A+B}{2}$ | $B + 0{,}23 \frac{A+B}{2}$ |
| $A - 0$ | $A - 0{,}037 \frac{A+B}{2}$ | $A - 0{,}23 \frac{A+B}{2}$ |
| $\varkappa = 1$ | $\varkappa = 1{,}19$ | $\varkappa = 1{,}6$ |

Beispiel: Angenommen

$$p_b = 0{,}3; \quad p_k = 0{,}6; \quad \frac{b}{b_1} = 2;$$

$$p_f = 0{,}4; \quad p_b = 0{,}1; \quad \varkappa = 1{,}3.$$

Dann ist:

$$1 + \ln \frac{a}{a_1} - \frac{2 \cdot 0{,}6 + 0{,}1}{2 \cdot 0{,}6 + 0{,}4} = 1{,}3 \left(1 + \ln 2 - \frac{0{,}3}{0{,}6}\right).$$

Digitized by Google

Daraus erhält man

$$\frac{a}{a_1} = 4{,}34$$

$$\frac{b}{a} = 2 + \frac{0{,}4}{0{,}6} = 2{,}667$$

$$\frac{b}{a_1} = 2{,}667 \cdot 4{,}34 = 11{,}3$$

$$p_1 = 11{,}3 \cdot 0{,}6 = 6{,}78 \text{ Atm.}$$

$$p_2 = 2 \cdot 0{,}6 = 1{,}2 \text{ Atm.}$$

Es ist auch noch

$$\frac{A+B}{C} = \frac{\left(1 + \ln 2 - \frac{0{,}2}{0{,}6}\right) 2{,}2}{\ln 1{,}333 + \frac{1{,}2}{1{,}6} - 1} = 30.$$

Der durch den Spannungsfall verursachte Verlust macht also 3,4 pCt. der Gesammtleistung aus.

Fig. 2 zeigt noch, wie sich das Kraftverhältniss beider Cylinder je nach dem Füllungsgrade des kleinen Cylinders gestaltet.

Die Inhalte der Diagramme, in Quadratmillimetern ausgedrückt, sind für $Z = \infty$ folgende:

| $\frac{a}{a_1} =$ | 6,3 | 4,34 | 2 | 1,1 |
|---|---|---|---|---|
| $A =$ | 800 | 980 | 1140 | 590 |
| $B =$ | 410 | 820 | 1950 | 3800 |
| $A+B =$ | 1210 | 1800 | 3090 | 4390 |
| $\frac{A}{B}$ | 1,95 | 1,20 | 0,584 | 0,155 |

Man ersieht hieraus, dass die Leistung des kleinen Cylinders nicht durchweg mit zunehmender Füllung abnimmt. Im vorstehenden Falle wird die Leistung bei halber Füllung ein Maximum. Den genauesten Werth $\left(\frac{x}{a}\right)$ hierfür erhält man durch Substitution von $y$ aus

$$\ln y + \frac{p'}{p_1} y = 1 \quad \text{oder}$$

$$\ln y + 0{,}059\, y = 1$$

in:

$$\frac{1}{y} = \frac{x}{b_1} + 0{,}059\,;$$

das liefert:

$$y = 2{,}364 \quad \text{und} \quad \frac{x}{b_1} = 0{,}364$$

$$\frac{x}{a} = 0{,}485 \quad \text{oder} \quad \frac{a}{x} = 2{,}063.$$

Welchen Einfluss die schädlichen Räume und die Compressionen, besonders die Compressionen im kleinen Cylinder, auf den Dampfverbrauch und die Kraftvertheilung ausüben, findet man in dem „Bulletin“ näher erläutert. R. W.

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Kettenrost von W. Weide.** Derselbe besteht aus einer Reihe neben einander gelegter gewöhnlicher Gliederketten, welche, durch Rollen geführt, über deren Oberfläche nach der Feuerbrücke zu, unten wieder zurück, dann aber noch unterhalb der Feuerthür herabsteigend, durch einen Trog mit Wasser laufen. Das Aufgeben des Brennmaterials erfolgt durch einen Rumpf mit Schieber. Ein derartiger Rost von $1{,}83^{m}$ Länge und $1{,}01^{m}$ Breite arbeitet auf den Birmingham-Wasserwerken seit mehreren Monaten ohne jede vorgekommene Störung und giebt ein rauchfreies und klares Feuer. („Engineer“, 23. Juli 1880.) R. Z.

**Locomotivrost aus Flacheisen.** Einen noch einfacheren Schmiedeeisenrost für Locomotiven als den, über welchen S. 264 d. B. berichtet wurde, beschreibt Diefenbach im „Organ für Eisenbahnw.“ 1880, S. 153. Dieser Rost besteht aus Flacheisen von 80 bis $90^{mm}$ Höhe und $15^{mm}$ Dicke, welche ohne jede Bearbeitung in zwei gusseisernen Zahnstangen gelagert sind. Letztere werden in solcher Entfernung angeordnet, dass die Flachstäbe nicht zu weit frei liegen, also bei langen Feuerbuchsen mehr nach der Mitte zu. R. Z.

**Vorwärmung der Luft für Kesselfeuerungen von Guzzi.** Bei dem in Rede stehenden Cornwallkessel geht das Feuer zunächst durch das Flammrohr, dann an der Unterseite des Kessels zurück und endlich durch einen Oberzug nach dem Schornstein. Dieser letzte Zug ist mit Eisenplatten abgedeckt, und der Raum zwischen diesem und dem oberen Gewölbe der Einmauerung bildet einen Canal, in welchem die Luft hauptsächlich vorgewärmt wird. Die Erhitzung erfolgt durch verschliessbare Oeffnungen in der Vorderwand des Oefenmauerwerkes, welche in Schlitze führen, die in den Seitenwandungen angespart sind und am hinteren Kesselende mit dem erwähnten Canal über dem Kessel in Verbindung stehen. Letzterer ist wiederum durch kurze Canäle mit dem Aschenfall verbunden. Die Deckplatten des Oberzuges sind zur Vergrösserung der Heizfläche in Wellenform gepressen und liegen an ihren Enden mit Flantschen in Sandrinnen, die quer über dem Kessel angebracht sind. Hierdurch wird ein luftdichter Abschluss zwischen Feuerzug und Luftcanal hergestellt. („Revue univ.“ 1880, I. S. 595.) R. Z.

**Ofen zum Verkohlen von Knochen.** Die einzelnen Oefen einer Batterie enthalten sechs gusseiserne Retorten von 520 und $105^{mm}$ Lichtweite mit halbkreisförmig abgerundeten kurzen Seiten des Querschnittes. Jede Retorte besteht aus sechs über einander angeordneten Sätzen, von denen die fünf oberen im Feuer liegen. Der unterste stützt sich mit seiner Muffe auf einen U-förmigen Träger, der oberste wird durch eine in das Mauerwerk eingreifende Platte gehalten. Damit die von dem Roste durch einen kurzen Fuchs eintretenden Feuergase die Retorten gleichmässig umspülen, sind abwechselnd vorn und hinten über jedem Satze Platten angeordnet, welche den halben Feuercanal abdecken. Der oberste (Füll-) Satz und der unterste (Abzugscylinder) haben Wasserschluss zur besseren Abdichtung erhalten. An die Feuercanäle der einzelnen Oefen schliesst sich die gemeinschaftliche Darre, während in verschiedenen Höhen angebrachte Schaulöcher die Beobachtung des Feuers gestatten. Im gleichmässigen Betriebe glüht eine Beschickung in $1\frac{1}{2}$ Stunden aus. Das Gewicht sämmtlicher Eisentheile eines Ofens, die Verankerung nicht eingerechnet, stellt sich auf $6812^{kg}$. („Prakt. Maschin.-Constr.“ 1880, S. 265.) R. Z.

**Bewegung der Luft in erwärmten, bezw. ventilirten Räumen.** Da die gewöhnlichen Flügelrad-Ventilatoren die geringen Luftbewegungen in erwärmten Räumen nicht mehr anzeigten, benutzte Dr. H. Fleck mit Wasserstoff gefüllte Gummiballons, welchen durch an einen Faden geklebte Wachskügelchen die zum Schwimmen in der Zimmerluft gerade erforderliche Schwere gegeben wurde, ähnlich wie dies bei den Untersuchungen in den städtischen Schulanstalten in Berlin geschah. Durch einen Ueberzug aus 1 Th. Gummiarabicum und 5 Th. Stärkekleister wurde das Entweichen des Gases aus den Ballons verhindert.

Bei nicht besonders ventilirten Zimmern zeigte sich ein starker Auftrieb der Zimmerluft an der warmen Ofenfläche, die Luftbewegung wurde aber bald durch ein 1 bis $2^{m}$ vom Ofen bemerkbares Sinken der durch die Zimmerdecke abgekühlten Luft unterbrochen, so dass diese Luft sich bis auf die halbe Höhe des Zimmers herabsenkt, um dann wieder empor zu steigen und an einer kühlen Wand oder Fensterfläche von neuem zu sinken. Bei grosser Entfernung der Abkühlungsflächen vom Ofen wiederholt sich dieses Steigen und Sinken mehreremal. Die Bewegung der Luft von den abkühlenden Flächen zur Abzugsstelle, der Ofenöffnung, erfolgt nicht in gerader Linie, sondern in Curven, die in horizontaler wie verticaler Richtung ausweichen.

Bei Heisswasserapparaten, welche in den Fensterbrüstungen angebracht sind, entstehen aus dem an diesen Apparaten aufsteigenden und dem an den Fenstern niedergehenden Strom ziemlich bemerkbare, horizontale Ablenkungen (Geschwindigkeit bis zu $0{,}2^{m}$), welche bei niedriger Aussentemperatur sich



Digitized by Google

nahe der Fensterbank bilden und daher den am Fenster Sitzenden recht fühlbar werden; bei höherer Aussentemperatur findet diese Ablenkung in grösserer Höhe statt.

Die aus Ventilationscanälen eintretende Luft nimmt beim Verlassen der Eintrittsöffnung eine aufsteigende Richtung an, wenn sie wärmer als die Zimmerluft ist, eine horizontale bei gleicher Temperatur und eine absteigende, wenn sie kälter ist. Aber auch die zuerst aufsteigende wärmere Luft fällt gewöhnlich einige Meter hinter der Eintrittsöffnung mit grosser Geschwindigkeit und beschreibt dann hochgehende Wellen, bis sie, an einer abkühlenden Fläche angelangt, an dieser stetig niedersinkt. Die Rückwärtsbewegung der verbrauchten Luft nach den Abzugsöffnungen ist ebenfalls eine vielfach unterbrochene, wobei Undichtigkeiten in den Thüren u. s. w. die saugende Wirkung des Abzugscanals oft wesentlich abschwächen. (D. Industriezg. 1880, S. 214.) R. Z.

# Kleinere Mittheilungen.

## Wasserröhrenkessel von E. A. Bourry in St. Gallen.

Von C. Lüders.

(Vortrag, gehalten in der Versammlung des Sächsisch-Anhaltinischen Bezirksvereines am 1. Aug. 1880 in Thale.)

(Hierzu Tafel XXIII.)

Immer mehr und mehr kommt das Princip zur Geltung, die bisherigen, meist sehr voluminösen Kessel durch Wasserröhrenkessel mit vielen, engen Röhren zu ersetzen, und es sind in der letzten Zeit eine Menge von Constructionen aufgetaucht, welche alle mehr oder weniger die Grundform älterer Wasserröhrenkessel haben und zum Theil sogar wesentlich gegen jene verschlechtert sind, um wie es scheint, ihnen den Stempel der Eigenthümlichkeit aufzudrücken.

Ganz abweichend von allen diesen Constructionen und wohl als entschieden neu in der Anordnung zu bezeichnen, ist der Kessel von E. A. Bourry in St. Gallen. D. R. Patent No. 5899 vom 29. Aug. 1878.

Der auf Tafel XXIII dargestellte Kessel besteht aus vier quadratisch gestellten, hohlen Säulen (Eckröhren) *A* von schmiedbarem Eisenguss, welche mit Wasser gefüllt sind und sich nach oben zu vier Dampfdomen *B* erweitern, deren Abschluss durch je einen halbkugelförmigen Deckel gebildet wird. Diese Deckel und mit ihnen die vier Dampfräume sind durch Röhren *C* verbunden.

Eine directe Verbindung des Wasserraumes der vier Säulen unter einander findet nur am unteren Ende derselben bei *D* statt. Ausserdem gehen von jeder Säule bis nahezu an die benachbarte Säule horizontale, am Ende geschlossene Röhren (Seitenröhren) *E* von geringerer Weite als die der Säulen ab, welche, ähnlich den Zinken einer Harke, nur mit einem Ende an der Säule befestigt sind. Die nächste Säule ist mit ebensolchen Röhren versehen, welche wieder bis nahezu an die erste Säule reichen und den zwischen den ersteren gelassenen Raum ausfüllen. Auch diese Seitenröhren sind aus Weichguss und haben zum Zwecke des dichteren Schlusses an den Berührungsstellen angegossene Rippen.

Es ist somit ein quadratischer Kasten gebildet, dessen vier Ecken aus den genannten Säulen und dessen Wände aus den dicht aufeinanderliegenden Seitenröhren bestehen.

In dem unteren Theile dieses Kastens liegt der Rost, während der Feuerraum durch die Röhrenwände gebildet wird. In entsprechender Höhe über dem Roste sind die Seitenröhren unter einander durch enge, horizontale Röhren (Querröhren) *F* aus Stahl verbunden, welche quer durch das Innere des Kastens gehen, so dass sich die über einanderliegenden Lagen rechtwinklig kreuzen. Die Verbindung ist so angeordnet, dass das dem befestigten Ende jedes Seitenrohres zunächst sitzende Querrohr mit dem äussersten freien Ende des gegenüberliegenden Seitenrohres verbunden ist, wodurch die sonst durch Ausdehnung und Zusammenziehung entstehenden schädlichen Spannungen vermieden werden.

Die Dichtung an den Verbindungsstellen geschieht ohne Anwendung irgend eines Kittes durch Ringe *a* aus Kupfer oder einem anderen, weichen Metalle. Das konische Ende eines einzuschraubenden Ringes oder Pfropfens presst beim Einschrauben den Dichtungsring auseinander und äusserst fest an die ihn umgebende Innenseite des Rohres; es wird aber bei dieser sehr zuverlässigen Dichtung auch gleichzeitig erreicht, dass kein Wasser und Dampf an die Gewindegänge tritt. Das Nähere ist aus der Detailzeichnung zu ersehen.

Die vom Roste aufsteigende Flamme bestreicht (wie aus der Hauptzeichnung ersichtlich) die eine Hälfte der Seitenröhren, einen schmalen Streifen der Ecksäulen, sowie den ganzen Umfang der Querröhren. Ueber der obersten Lage der letzteren entweichen die Gase durch den zwischen den früher erwähnten vier Dampfdomen stehenden Schornstein *G*.

Aus den engen Querröhren würden wegen der horizontalen Lage bei der lebhaften Dampfbildung sehr leicht die Dämpfe gleichzeitig an beiden Enden austreten, wodurch einestheils eine sehr unruhige Dampfentwickelung, anderntheils sehr häufig ein momentanes Trockenkochen und in Folge dessen eine schnelle Zerstörung der Röhren stattfinden müsste. Um diesen Uebelständen vorzubeugen, hat der Erfinder die vier Ecksäulen mit Scheidewänden versehen, durch welche die Auf- und Abwärtsströmungen von einander getrennt werden. Nach dem Wortlaute der Originalbeschreibung ist der zum Aufwärtsströmen des Wassers dienende Theil wieder in zwei Theile getheilt, von denen der eine das Wasser den Querröhren zuführt, der andere das mit Dampf geschwängerte Wasser aufnimmt, welches nach Freiwerden des Dampfes die Scheidewand überfliesst und auf der vom Feuer nicht beeinflussten Seite wieder abwärts strömt. Diese Bewegung findet in jeder Eckröhre in gleicher Weise statt und zwar so, dass die in einer Eckröhre beginnende Strömung in der diagonal gegenüberliegenden endigt.

Aus den unter den untersten Seitenröhren befindlichen Schlammsäcken der Eckröhren können die Ablagerungen ausgeblasen werden. Die Reinigung der Röhren von Russ soll während des Betriebes durch an geeigneten Stellen angebrachte kleine Dampfgebläse geschehen.

Um die Zugänglichkeit zu allen Theilen des Kessels nicht durch Einbühlung mit schlechten Wärmeleitern zu verlieren, ist der Kessel mit einem aus vier Theilen bestehenden Blechmantel *H* umgeben, der leicht ganz oder theilweise entfernt werden kann.

Die Principien, welche der Construction zu Grunde gelegt worden, sind:

Sicherheit bei hoher Spannung, erreicht durch Zertheilung des Kessels in viele kleine, zusammenhängende Generatoren.

Ersparniss an Gewicht, Raum und Brennstoff, letztere durch senkrechtes Zusammentreffen der Flamme mit den Rohrwänden.

Vermeidung des Ansetzens von Kesselstein, durch starke Bewegung des Wassers, bei ungestörter und reichlicher Nachfüllung der Röhren, bewirkt durch zweckmässige Trennung der aufsteigenden und niedersteigenden Ströme.

Leichte Zerlegbarkeit und zuverlässige Dichtungen ohne Verstemmung oder Anwendung von Kitt.

## Zur „Berechnung der Stärke cylindrischer Gefässe".

Von C. Bach.

Hr. Privatdocent Wehage in Berlin publicirt im Juliheft d. Ztschr. Bemerkungen zu dem Inhalte meines im Juniheft erschienenen Aufsatzes über den in der Ueberschrift genannten Gegenstand. Denjenigen gegenüber, welche sich speciell mit demselben beschäftigt haben, habe ich diesen „Bemerkungen" nichts hinzuzufügen. Die nachstehenden Zeilen haben nur den Zweck, diejenigen Leser vor irrthümlichen Auffassungen zu bewahren, welche der Sache ferner stehen, wozu ich mich um so mehr verpflichtet erachte, als die „Bemerkungen" einen Irrthum gegenüber den Gesetzen der

Digitized by Google

Mechanik enthalten, der in unserer Vereinszeitschrift nicht ohne Corrector bleiben darf.

Der wesentliche Inhalt meiner Abhandlung besteht in der Entwickelung zweier Gleichungen (11 und 12) für die Bestimmung grösserer Wandstärken cylindrischer Gefässe mit Berücksichtigung der achsialen Spannungen. Hierzu veranlasste mich die Beobachtung, dass Schläuche, welche behufs Prüfung der Qualität einem inneren Ueberdruck ausgesetzt werden, sich verlängern, während die Basis der bisher für die Berechnung cylindrischer Gefässe aufgestellten Gleichungen (Grashof) in ihrer Consequenz eine Verkürzung ergiebt. Die von mir entwickelte Gleichung nimmt, wie erwähnt, auf die achsialen Spannungen Rücksicht, ihre Grundlagen führen zu einer Verlängerung, sie entspricht also den Thatsachen besser.

Nebenbei habe ich dann aus den Resultaten der Versuche von Kirkaldy, Vickers und der in Woolwich angestellten Prüfungen nachgewiesen, wie dieselben schliessen lassen, dass die Auffassung der technischen Elasticitätslehre bezüglich der Anstrengung des Materiales auch über das Gebiet der gewöhnlichen Elasticitätsgrenze hinaus Geltung habe.

Hr. Wehage spricht zunächst aus, dass die Berücksichtigung der achsial wirkenden Kraft gerechtfertigt ist bei solchen Gefässen, deren Stirnseiten geschlossen sind, wie a. B. bei Dampfkesseln, dass dann aber die Deformation, welche die Wandung infolge der Verbindung mit den Böden erfährt, in Rechnung gezogen werden müsse. Er sagt weiter: „Bei Gefässen aber, bei denen der eine der Böden ein beweglicher Kolben ist, wie bei Dampf- und Presscylindern, kann der auf die Cylinderwandung übertragene achsiale Druck oder Zug nur gleich der Reibung zwischen Kolben und Cylinderwand, bezw. zwischen Kolben und Stopfbüchsenpackung bei Plungerkolben sein, darf also jedenfalls vernachlässigt werden."

Weil jene Deformation von mir nicht in Rechnung gezogen worden ist, und weil der auf die Cylinderwandung übertragene achsiale Zug oder Druck bei Presscylindern angeblich nur gleich der Kolbenreibung sein kann, wird über die Gleichungen 11 und 12, S. 293, abgeurtheilt.

Wenden wir uns zunächst zu dem zweiten Grunde. Es ist ein Versehen, welches Hr. Privatdocent Wehage mit der Behauptung begeht, dass bei Presscylindern nur die Kolbenreibung achsiale Spannungen hervorrufen kann. Der Druck gegen den Kolben überträgt sich auf den Pressstich, den zu pressenden Gegenstand und auf die Gegen- und Deckplatte der Presse. Durch die Säulen der letzteren tritt er dann wieder nach unten in die Fussplatte ein, um sich mit dem auf den Cylinderboden ausgeübten Druck durch die Wandungen in's Gleichgewicht zu setzen (Fig. 9, S. 292). Wie sollte der Bodendruck sonst aufgefangen werden?

Ganz analog verhält sich die Sache bei Dampfcylindern. Denken wir uns beispielsweise eine Balanciermaschine in der Periode, während welcher der Dampf im Deckelraume wirkt, so hätten nach Hrn. Privatdocent Wehage die Schrauben, mit welchen der Cylinder gegen das Fundament befestigt ist, gar keine Kraftwirkung auf das letztere zu übertragen; denn in diesem Falle sind die übrigens ganz nebensächlichen Reibungskräfte am Cylinder nach abwärts gerichtet! Demnach wären alle Ingenieure im Irrthum, welche der Ueberzeugung sind, dass die ganze Kolbenkraft nach Abzug des Cylindergewichtes durch das Fundamentgewicht aufgehoben werden muss!

Der besprochene Grund des Urtheils ist nach dem Vorstehenden nichts anderes als ein Irrthum des Hrn. Wehage.

Was den anderen Grund anlangt, so genügt es hervorzuheben, dass eine mathematische, branchbare Resultate liefernde Untersuchung des Einflusses jener Deformation für starkwandige Gefässe überhaupt noch nicht existirt und voraussichtlich in der nächsten Zeit auch noch nicht entstehen wird. Dampfkessel gehören nicht hierher, da sie zu den dünnwandigen Gefässen zählen. Selbst Grashof hat auf die Lösung des Problems ausdrücklich verzichtet und hilft sich durch Schätzung, wie das in meinem Aufsatze besprochen worden ist. Uebrigens wird Hr. Wehage bei nochmaliger Betrachtung der Fig. 1, S. 283 finden, dass in dieser die Voraussetzung der Entwickelung bezüglich der Verbindung zwischen Wandung und Boden deutlich zum Ausdruck gebracht ist, was sonst nicht immer zu geschehen pflegt. Die Formänderung des letzteren ist dabei so gut wie einflusslos auf die Wandung, entsprechend der Schlage bei Cylindern mit aufgeschraubten Deckeln.

Vielleicht tritt Hr. Wehage an die Aufgabe heran, deren Nichtlösung er bemängelt; des Dankes der technischen Kreise wird er im Falle des Erfolges sicher sein können.

In eine Discussion des weiteren Inhaltes der „Bemerkungen" einzutreten, darauf glaube ich verzichten zu dürfen.

1) weil der auf die Versuche von Kirkaldy etc. sich stützenden Anschauung nur Meinungen ohne Versuchsresultate, auf die sich dieselben gründen, und nur der Hinweis auf das mögliche Verhalten der Molekülе entgegengesetzt wird, auf welch letzterem Gebiete bekanntlich viel ohne jeden Erfolg gestritten werden kann.

2) weil im Uebrigen nichts weiter als die Unvollkommenheit der Elasticitäts- und Festigkeitslehre überhaupt besprochen wird.

Ich erkenne bereitwilligst die schwachen Seiten der genannten Wissenschaft an und begrüsse freudig das brauchbare Neue, bin dagegen andererseits der Meinung, dass das Bestehende, selbst wenn es auf etwas unsicherem Boden gewachsen ist, sein Recht hat, so lange es existiren, so lange es einem Zwecke dient, und so lange es nicht durch Besseres ersetzt werden kann. Hr. Wehage, der das Letztere nicht liefert, muss uns deshalb schon gestatten, dass wir uns als Constructeure zur Zeit noch auf die classischen Arbeiten Grashofs, wenigstens soweit es sich um zusammengesetzte Beanspruchung handelt, stützen und den Werth m constant und zwar zu $^{10}/_{3}$ annehmen, wie er auf Grund der Elasticitätslehre in meinem Aufsatze aus den Bauschinger'schen Versuchen abgeleitet worden ist, selbstverständlich unter Voraussetzung der Isotropie des Materiales.

Stuttgart, den 1. August 1880.

## Ueber Schmiervorrichtungen.

Von P. H. Rosenkranz.

(Vorgetragen in der Versammlung des Hannoverschen Bezirksvereines vom 5. December 1878.)

Wenn ich mir heute erlaube, einige Mittheilungen über Schmiervorrichtungen zu machen, so geschieht dies nicht in der Absicht, wesentlich Neues zu bringen. Ich beabsichtige nur, eine sachgemässe Zusammenstellung vorhandener Apparate zu geben und letztere zu beschreiben in der Voraussetzung, dass nach Beendigung meiner Mittheilungen über einzelne Schmiermittel, Schmierapparate und Schmiermethoden ein Meinungsaustausch stattfinden wird, der von allgemeinem Interesse sein dürfte. Aus meiner Zusammenstellung wird einigermaassen auch der Entwickelungsgang der Schmierapparate, bezw. die Entwickelung des einen aus dem anderen deutlich werden. Ich hatte erst die Absicht, sämmtliche überhaupt existirenden Schmierapparate anzuführen und durch Zeichnung und Beschreibung zu erläutern. Bei der ausserordentlich grossen Zahl derselben bin ich indessen bald zu der Ueberzeugung gekommen, dass dies zu weit führt und man sich begnügen muss, allein das Charakteristische hervorzuheben.

Das Schmieren ist bekanntlich bei allen Maschinentheilen von der grössten Wichtigkeit, alle unsere Bewegungsmechanismen, von der feinsten Damenuhr bis herab zum gemeinen Schiebkarren bedürfen der Schmierung. Ohne Schmieren und ohne Schmiervorrichtungen ist die maschinelle Welt ein Unding, und wir würden, wenn nicht der menschliche Scharfsinn für fast alle nöthigen Fälle auf diesem Gebiete ebenso erfinderisch gewesen wäre wie auf anderen, heute noch nicht so weit fortgeschritten sein in der Technik und im Verkehr mit der Welt, wie es in der That der Fall ist. Wir würden heute noch nicht mit der Ruhe, wie sie uns allmälig die Gewohnheit beigebracht hat, auf Eisenbahnen dahinfliegen, und der Weltverkehr würde lange nicht den Umfang erreicht haben, den er heute besitzt.

Das alte Sprichwort

„Wer gut schmeert, der gut fährt"

Digitized by Google

enthält eine tiefbegründete, wichtige Wahrheit, welche nicht nur bildlich zu nehmen ist. Das angeregte Capitel verdient daher wohl unsere Beachtung.

Wo zwei Maschinentheile sich auf- oder ineinander, also Ebenen oder Cylinder mit inniger Berührung an einander liegend, bewegen, entsteht Reibung. Diese Reibung muss vermindert oder nahezu aufgehoben werden, wenn die reibenden Theile nicht in kurzer Zeit sich verzehren oder überhaupt längere Zeit mit vorgeschriebener Wirkung bewegbar bleiben sollen. Die Schmiermittel, zumeist aus Fetttheilen bestehend, überziehen die reibenden Flächen und verhindern deren innige Berührung; es reibt dann bei eintretender Bewegung Fettschicht auf Fettschicht.

Da ich hier nur Schmiervorrichtungen beschreiben will, so kann ich der Schmiermittel, welche für sich ein besonderes, nicht unbedeutendes Capitel ausmachen, nur beiläufig und gelegentlich der Besprechung einzelner Apparate erwähnen.

Wir werden nun die Schmiervorrichtungen in zwei Gruppen zu trennen haben:

I. Schmiervorrichtungen für Wellenleitungen, Lager, Achslager und Maschinen überhaupt,

II. Schmiervorrichtungen für Dampfmaschinen, Schieber, Dampfcylinder u. s. w.

In beiden Gruppen werden dann noch weitere Untertheilungen zu bilden sein und zwar zunächst nach der Art des Schmiermaterials, ob

A. flüssige Schmiermittel, Oele, oder

B. consistente Schmiermittel, bezw. Fette überhaupt, zur Verwendung kommen. Endlich wird eine weitere Untertheilung danach stattzufinden haben, ob die Apparate

a. selbstthätig,

b. nicht selbstthätig wirkend sind.

Zunächst muss ich jedoch von den einfachsten Schmiermethoden ausgehen, um zur Gruppe I zu gelangen.

Die einfachste Schmiervorrichtung ist offenbar die, dass mittelst einer Kanne direct an die zu schmierende Stelle etwas Oel gegossen und dies je nach Bedarf oder Gutdünken wiederholt wird. Diese Methode ist zwar ziemlich unrationell und unökonomisch, sie lässt sich jedoch nicht ganz beseitigen. So z. B. wird diese Schmierung nach Bedürfniss, man darf wohl sagen „directe Schmierung", bei ganz kleinen Werkzeugmaschinen, kleinen Drehbänken, Nähmaschinen, sowie bei Arbeitsstücken, welche z. B. in einer Drehbank zwischen Spitzen laufen, bei Gleitbahnen an Hobelmaschinen u. s. w. wohl beibehalten werden müssen.

Zum Zwecke derartiger Schmierungen und zum Füllen anderer Oelbehälter dient die allbekannte Schmierkanne, etwa in der Form, wie Fig. 1 zeigt, welche oft zweckmässig, um überall ankommen zu können, einen zweiten Handgriff *g* rechtwinklig zu dem Handgriff *i* besitzt.

Fig. 1

Für den Betrieb hat man sich jedoch bemüht, noch zweckmässigere Constructionen zu ersinnen, welche namentlich auch eine Oelvergeudung verhindern sollen, wenn die Kanne einmal herunter- oder umfallen sollte. Die beliebteste Ausführung mit Ventilverschluss ist wohl die in Fig. 2 gegebene. Der Oelbehälter *a* mit Ausgusstülle *b* besitzt bei *c* eine Füllschraube. Bei *d* ist ein Knopf mit Stange angebracht, welche unten einen dreieckigen, keilförmigen Vorsprung *e* trägt. Dieser schiebt, wenn man ihn durch Drücken auf den Knopf herunterbewegt, eine Stange *f* mit Ventil *g* vorwärts und öffnet letzteres, so dass, indem zugleich durch *d* Luft nachtritt, Oel ausfliessen kann. Der Schluss erfolgt beim Loslassen des Knopfes durch eine Feder *h* von selbst.

Fig. 2

Für Nähmaschinen, auch für kleinere Drehbänke wendet man vielfach die Form Fig. 3 an, deren Wirkung und Behandlung im Allgemeinen bekannt sein dürfte. Durch Eindrücken des elastischen Bodens *a* wird das Oel durch die Tülle *b* herausgepresst, während beim Loslassen der Boden zurückfedert und entsprechende Luft durch *b* nachgesaugt wird.

Eine andere dahin zielende Einrichtung besteht, wie Fig. 4 darstellt, darin, dass auf den Boden des cylindrischen Oelbehälters *a* eine zweite Tülle *b* befestigt und in den Boden bei *c* ein feines Loch gebohrt ist. Will man schmieren,

Fig. 4

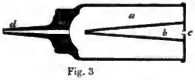
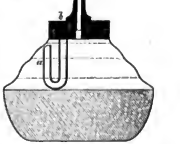


Fig. 5

Fig. 3



so hält man mit einem Finger das kleine Loch *c* zu; sobald man den Finger entfernt, fliesst Oel aus der Tülle *d* aus. Man darf den Behälter indessen nur zur Hälfte füllen, damit bei horizontaler Lage desselben kein Oel ausfliessen kann. Der Umfang des Behälters ist mit Vorsprüngen versehen, um ein Fortrollen desselben zu verhindern.

Eine noch andere Schmierkanne dieser Art ist der sog. „Stehauf" (Fig. 5). Der Oelbehälter, unterwärts flach, nach oben kugelig abgerundet, ist zum Theil mit Blei ausgegossen, so dass bei einer Neigung stets das Bestreben vorhanden ist, wieder in die senkrechte Stellung zu kommen. Um beim Umkehren den Oelausfluss zu vermeiden, ist bei *a* ein kleines Luftröhrchen angebracht, welches bei *b* eine feine Bohrung hat.

Alle diese Oelkannen bestehen weitaus aus verhältnissmässig dünnem Weissblech und werden daher beim Gebrauche sehr leicht beschädigt. Namentlich verstopfen und verdrücken sich leicht die dünnen Ausgusstüllen. Bei Fig. 3 ist daher die Ausführung des Oelbehälters aus getempertem Gusseisen oder Messing und der Ausgusstülle aus einem gedrehten und gebohrten, starkwandigen Stücke Rundeisen als ein Fortschritt zu betrachten. Der gleiche Wunsch, etwas Dauerhaftes zu schaffen, veranlasste mich zu der in Fig. 6 und 7 gegebenen Construction, welche meiner Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop durch Musterschutz gesichert ist.

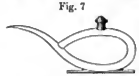
Die Kanne besteht aus gegossenem Messing. Der Oelbehälter *a* hat die ovale Form, wie der Querschnitt nach $\alpha\,\beta$ zeigt, mit Fuss *b*, und es ist, um den Inhalt zu vergrössern, der ganze Griff *c* als Hohlraum mitbenutzt. Der Inhalt beträgt, beiläufig erwähnt, etwa $1/4$ l. Oben bei *d* ist ein Luft-

Fig. 6

Digitized by Google

ventil angebracht, auf welches man mit dem Daumen drückt, um Oel ausfliessen zu lassen. Die Tülle *e* ist nicht durchbohrt, sondern nur mit oben offener dreieckiger Ausgussrinne versehen (s. Schnitt nach *γ δ*), so dass man sie nicht verdrücken kann. Um die aus *e* rückfliessenden, anhaftenden Tropfen aufzusaugen, wenn die Kanne steht, ist noch ein kleine Fangtrichter *f* angebracht. Die Kanne lässt sich sehr bequem handhaben und ist sehr solide.

Fig. 7



Ich möchte mir hier noch die Bemerkung erlauben, dass diese Kanne zunächst aus einem zur Schleife gebogenen Gasrohr, Fig. 7, entstand; den ausgenügenden Fassungsraumes wegen wurde sie zu der Form in Fig. 6 umgebildet.

Wir gelangen nun zu

## Gruppe I.

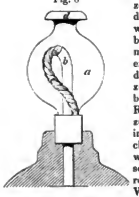
### Schmiervorrichtungen für Wellenleitungen, Lager, Achslager und Maschinen überhaupt.

Hier betrachten wir zunächst unter

A. a. die selbstthätigen Einrichtungen für dünnflüssige Schmiermittel, welche den überwiegend grossen Theil bilden.

Die einfachste Schmierbüchse, welche hierher gehört, ist diejenige mit Docht. Fig. 8 zeigt die Anordnung, wie sie in der Praxis noch fortwährend Anwendung findet. Der Oelbehälter *a* besteht aus Metall oder Glas, unten mit geradem, conischem oder mit einem Gewindezapfen versehen. In der Mitte des Behälters reicht bis zu gewisser, der Grösse der Schmierbüchse entsprechender Höhe ein Röhrchen *b* hinauf, welches mit der zur Schmierstelle führenden Bohrung in Verbindung steht. In das Röhrchen ist ein Docht *c* aus Baumwollenfasern geführt, welcher mit seinem Ende in den Oelbehälter reicht. Bei *d* ist ein Deckel zum Verschluss der Füllöffnung.

Fig. 8



Die äussere Form ist vielfach abweichend. Für metallene Schmierbüchsen dieser Art hat sich die in Fig. 9 dargestellte am meisten eingeführt und wird als Schmierbüchse mit Bajonetverschluss bezeichnet. Es ist nämlich der Deckel gewöhnlich mit einem Hakenschlitz *a* und die Büchse mit einem Stifte *b* versehen, um das Abziehen und unwillkürliche Abfallen zu verhindern (Fig 9). Oft ist statt des Stiftes eine Schraube zum Festziehen angeordnet, oder es ist, wie in Fig. 10, der Deckel mit Gewinde zum Aufschrauben versehen. Sonst ist die Einrichtung der in Fig. 8 gleich.

Die Wirkung der Schmierbüchsen mit Docht beruht darauf, dass die Zellen der Baumwollfäden das Oel einsaugen und durch ihre Capillarität weiter fördern. Es muss jedoch der Docht stets heberförmig angeordnet sein, d. h. das zur Schmierstelle führende Stück tiefer herabhängen als das saugende. Als wichtig ist noch hervorzuheben, dass der Deckel

Fig. 9

Fig. 10



Fig. 11

des Gefässes nie luftdicht schliessen darf, weil sonst der Oelabfluss unmöglich wird. Man hat daher zuweilen auch Deckel mit einem kleinen Loch angewandt (Fig. 11), welches bei vertiefter Form des Deckels zugleich die Füllung erleichtert.

Regulirbar ist die Selbstthätigkeit durch Docht nur einigermaassen durch Verminderung oder Vermehrung der Zahl der Dochtfäden, doch darf man die Vermehrung nicht so weit treiben, dass die Dochtfäden das kleine Rohr gedrängt vollstopfen, weil sonst ebenfalls die Wirkung aufhören dürfte. Die Selbstthätigkeit aller selbstthätigen Schmierapparate findet selbstredend darin ihre Grenze, dass das Oel, bezw. das Fett in den Gefässen endlich verbraucht wird und neue Füllung durch Aufgiessen mit der Hand stattfinden muss.

Das Bestreben, recht ökonomische, selbstthätige Schmiervorrichtungen zu besitzen, hat zu mancherlei Combinationen geführt; man beschränkte neben der zur Schmierung gelangenden Oelmenge für eine gewisse Zeit die Wirkung noch dadurch, dass man Einrichtungen ersann, welche befähigt waren, nur während des Ganges der Maschine, bezw. Wellen zu schmieren. Fast in Vergessenheit gerathen sind die in Fig. 12 bis 14 abgebildeten Vorrichtungen, deren Wirkung auf folgenden Principien beruht.

Der im Untertheile der Büchse befindliche Köken *a* hat eine Aussparung *b*, welche bei jeder Umdrehung desselben

Fig. 12

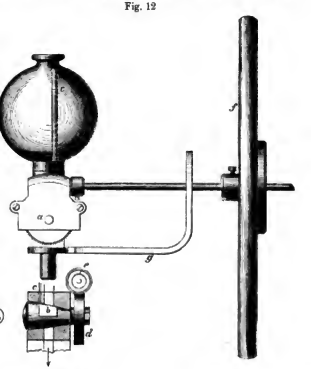


Fig. 13

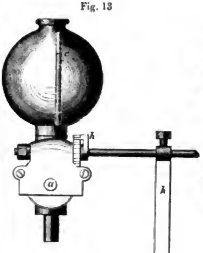
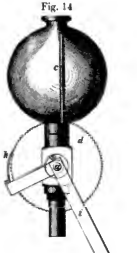


Fig. 14



Digitized by Google

periodisch eine dieser Aussparung entsprechende Quantität Oel aufnimmt und abfliessen lässt. Der Eintritt des Oeles in den Käken wird durch ein bei *e* angebrachtes Luftröhrchen, welches bis in den Ausschnitt *b* reicht, befördert.

Um den erwähnten Käken möglichst langsam zu drehen, ist auf seinem Ende ein Zahnrad *d* aufgesteckt, in welches eine Schraube ohne Ende *e* eingreift. Die Verlängerung der Achse der letzteren trägt eine Scheibe von Holz *f* (Fig. 12), und diese, welche mehr oder weniger gross gewählt wird, rotirt auf der zu schmierenden Welle durch Friction. Die Lager der Schraube ohne Ende geben jeder Neigung nach, während sie durch eine Gabel *g* senkrecht geführt wird. Es leuchtet ein, dass hier eine sehr sparsame Schmierung erzielt wird, und dass das Schmieren beim Stillstande der Wellen aufhören muss.

Bei Fig. 13 wird die Drehung der Schraube ohne Ende durch einen an eine Nase schlagenden Winkelhebel *h* bewirkt. Bei Fig. 14 endlich ist die Schraube ohne Ende fortgelassen, und erfolgt hier die Bewegung des Rades *d* durch ein Pendel *i* mit Schubfeder *k*. Die Einrichtung dieser Schmierbüchsen mit Winkelhebel, bezw. Pendel kann auch, wenn letzteres mit entsprechendem Gewicht und mit Anschlägen gegen Ueberschreitung eines gewissen Ausschlages versehen wird, für Pleuelstangen in Anwendung gebracht werden. Alle drei letztbeschriebenen Constructionen sind indessen heute als veraltet anzusehen.

Allerdings ist in neuerer Zeit wieder eine ähnliche Einrichtung aufgetaucht, construirt von W. Theis in Palermo, welche in Paris ausgestellt war und in der Vereinszeitschrift Bd. XXIII, Taf. V, abgebildet und beschrieben ist. Es kann an dieser Stelle auf jene Veröffentlichung verwiesen werden.

Da indessen solche Apparate immerhin ziemlich unbeholfen sind, so konnte man s. Z. die sog. aërodynamische Schmierbüchse als einen grossen Fortschritt bezeichnen.

In Fig. 15 ist ein aus Glas, um die Füllung sichtbar zu machen, gefertigter Schmierbehälter *a* in eine Metallhülse *b* eingekittet und letztere mit einem Abflussröhrchen *c* versehen. Dieser Behälter wird, indem er zunächst erwärmt wird, um die Luft aus ihm zu vertreiben, mit Oel gefüllt, welches sich von selbst bei diesem Zustande des Gefässes einsaugt. Kehrt man nun das letztere mit der Rohrmündung nach unten, so fliesst kein Oel aus, weil das Röhrchen eng genug und der

Fig. 15

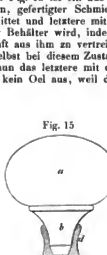



Fig. 16

Luftdruck von oben abgeschnitten ist. Nähert man aber die Mündung des Röhrchens *c* einer rotirenden Welle, so wird, wenn fast Berührung und Netzung erfolgt, das Oel bandartig aus dem Gefäss gesogen und schmiert das Lager. Das Schmieren hört beim Stillstande natürlich sofort auf. Um diese nothwendige, innige Einstellung des Röhrchens zu bewirken, ist noch eine Hülse *d* mit Gewindezapfen *e* und Gegenmutter *f* vorhanden, welche im Lagerdeckel ihren Platz findet.

Diese Schmierbüchsen, obgleich sie jetzt ganz verschwunden scheinen, waren sehr brauchbar und gaben Veranlassung zur Erfindung der nachfolgend zu beschreibenden, in Fig. 16 dargestellten Einrichtung, welche ihrer Zeit grosses Aufsehen gemacht hat. Sie ist jetzt allgemein bekannt unter dem Namen „Nadelschmierglas", ist eine Erfindung Lieuvain's, wenn auch andere Werkstätten dieselbe in ebenso guter, vielleicht besserer Ausführung liefern. Diese Nadelschmiergläser haben für rotirende Wellen heute entschieden den Sieg über alle anderen Constructionen davongetragen. Die Einrichtung ist einfach und praktisch, obwohl, wie ich schon erwähnte, die Mutter derselben die aërodynamische Schmierbüchse gewesen ist.

Ein Oelbehälter *a* aus weissem Glase, welcher bequem das Maass der Füllung erkennen lässt (und das ist überhaupt ein grosser Vorzug der gläsernen Schmierapparate im Allgemeinen), ist unten durch einen Kork oder ein Holzstück *c* mit Doppelconus verschlossen, nachdem die Füllung besorgt ist. Das eine conische Ende *c* bildet den Stöpsel, während das andere *d* zur Befestigung auf dem Lagerdeckel dient. Der Hals *b* des Glases *a* muss wirklich rund ausgeschliffen sein, damit ein guter Schluss erfolgt, sonst würde der Oelbehälter sich sehr bald leeren; das Holz muss trocken und weich sein. Dieser Doppelconus *e* ist seiner Länge nach durchbohrt und die Bohrung mit einem Messingröhrchen ausgefuttert. Letzteres ist oben bis auf eine gewisse Länge nach unten hin etwas erweitert, um dem Schmierstifte *f* etwas Spielraum zu bieten. Der Schmierstift ist durch dieses Röhrchen hindurchgesteckt und ruht mit seinem stumpfen Ende auf der zu schmierenden Welle *g*. Damit er beim Transport und beim Abnehmen nicht herausfalle, ist er oben bei *h* etwas breit gedrückt. Der Schmierstift soll von Messing und nicht aus Eisendraht hergestellt sein, weil letzterer leicht Furchen in die Welle schleift. Die Wirkung dieser bekannten Einrichtung ist nun folgende:

Ist die Büchse *a* vollkommen gefüllt, der Conus nebst Stift eingestellt, und wird dieselbe umgekehrt, so fliesst kein Oel, des mangelnden Luftdruckes von oben halber, ab. Wird sie dann auf ein Lager gestellt, und berührt der Stift die Welle, so erfolgt ebenfalls noch kein Ausfluss, dagegen treten beim Rotiren der Welle kleine Erschütterungen des Schmierstiftes ein, und das Oel fliesst infolge derselben, vielleicht auch weil dadurch kleine Luftbläschen an dem Stifte nach oben wandern, an ihm haftend langsam der Schmierstelle zu.

Man hat von der Form dieser Schmiergefässe eine so grosse Auswahl, dass die Anbringung des Apparates sich überall ermöglichen lässt. Um das Füllen besorgen zu können, ohne die Schmierbüchse erst jedesmal vom Lager abheben zu müssen, findet man auch wohl die in Fig. 17 skizzirte Einrichtung getroffen, dass oben eine abschraubbare Kappe *a* angebracht ist. Diese Einrichtung, so empfehlenswerth sie scheint, leidet aber an dem Uebelstande, dass man nie über den luftdichten Schluss der Kappe sicher ist; es wird selbstredend, wenn ein solcher nicht stattfindet, das Oel zu schnell abgegeben. Reguliren lässt sich übrigens der Verbrauch nur in ziemlich engen Grenzen durch verschiedene Dicke des Schmierstiftes. Je dünner der letztere, um so stärker ist die Schmierwirkung.

Fig. 17

A. b. Nicht selbstthätig wirkende Schmiervorrichtungen, der gegebenen Definition nach, welche mit flüssigem Fett arbeiten, sind mir nicht bekannt.

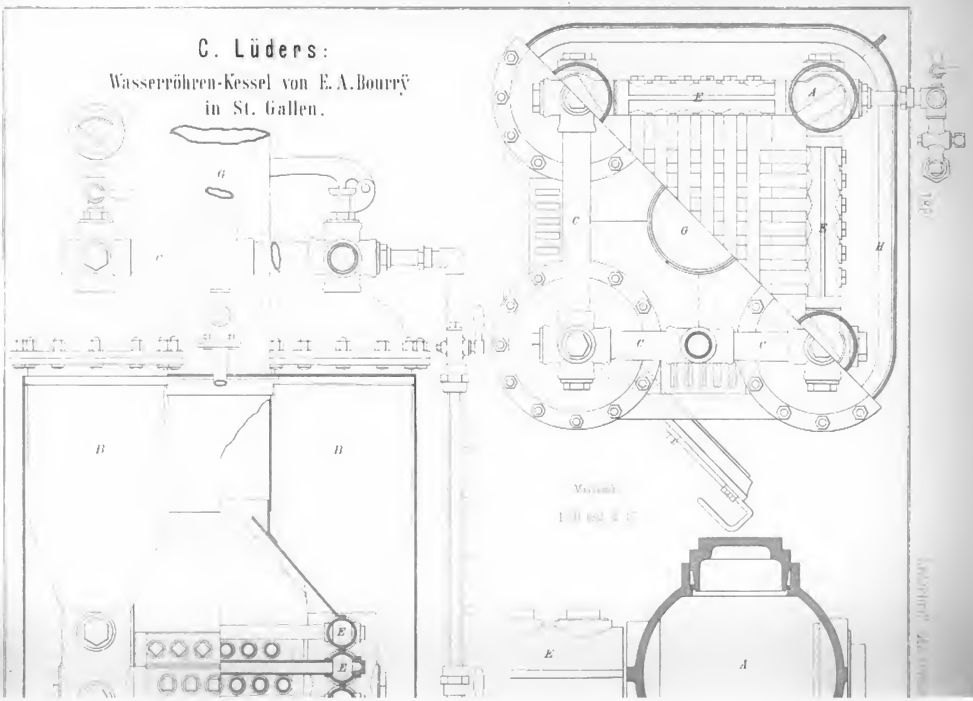
(Schluss folgt.)

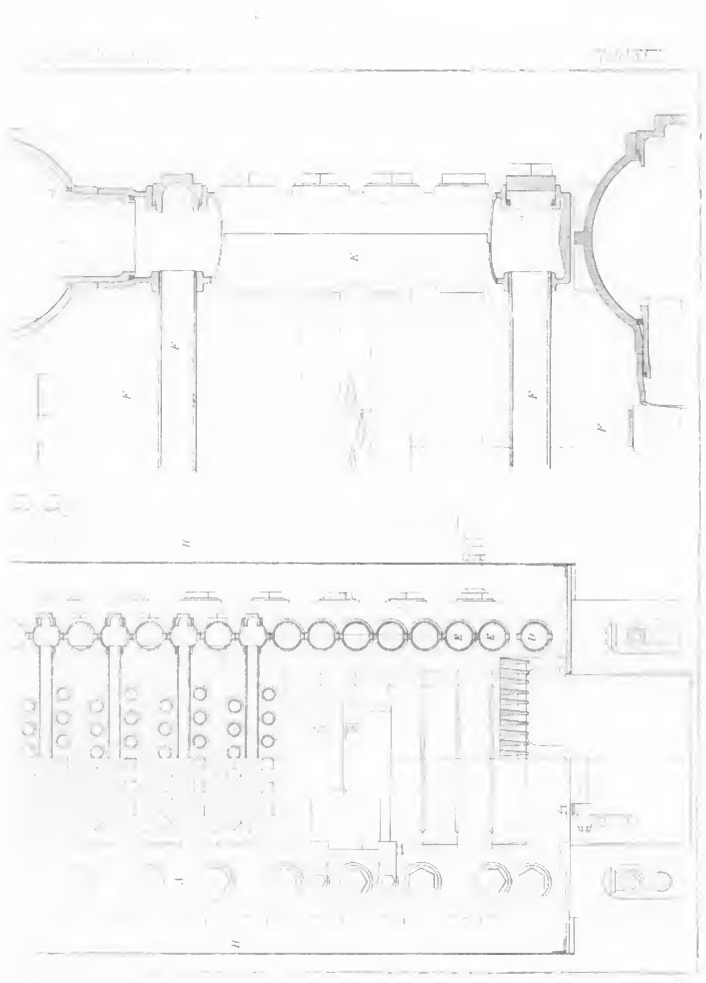
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

C. Lüders:

Wasserröhren-Kessel von E. A. Bourry
in St. Gallen.





Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 10. Octoberheft.


## Abhandlungen.

### Die Kleinmotorenfrage und ihr augenblicklicher Standpunkt.


Von **Dr. Adolf Slaby,** Docent a. d. technischen Hochschule zu Berlin.


(Vortrag, gehalten auf der XXI. Versammlung des Hauptvereines in Cöln, am 25. August 1880.)

Seit sich mit der Erfindung der Dampfmaschine im vorigen Jahrhundert eine Kraftquelle ungeahnter Gewalt der Fessel des Menschen fügte, haben wir eine tiefgehende Umgestaltung der gesammten Erwerbsthätigkeit sich vollziehen sehen, es entstand die „Grossindustrie". Von ihrer heutigen Macht, von ihren segensreichen Folgen an dieser Stelle zu reden, wäre ein überflüssig Ding. Doch wo viel Licht, ist auch viel Schatten. Die Anhäufung der Bevölkerung an den Centralsitzen der Industrie, die ins weiteste gehende Theilung der Arbeit, durch welche der Mensch fast zu einem Theil der Maschine herabsinkt, haben Uebelstände herbeigeführt, denen der Gesetzgeber mit sorgenvoller Verantwortlichkeit gegenübersteht. Am empfindlichsten hat die Grossindustrie gerade auf dasjenige Erwerbsgebiet eingewirkt, welches durch die ihm innewohnende ethische Kraft einen Damm bildet gegen sittliche Gefahren, welche der Völkerwohlfahrt drohen — das Handwerk. Die Dampfmaschine arbeitet desto ökonomischer, in je grösseren Ausführungen man sie aufstellt; die Grossindustrie vereinigt darum ihre Arbeitsmaschinen an Sammelpunkten und versorgt sie von einer Centralquelle aus mit Kraft. Der hohe Lohn, welchen sie infolge dessen dem Arbeiter bei leichterer mechanischer Mitwirkung gewähren kann, entfremdet diesen dem Handwerk; dazu kommt, dass sie für gewisse Erzeugnisse dem Handwerk den Markt völlig verschliesst.

Wie ist das Handwerk dagegen zu schützen? Man ist längst über die Antwort einig: Der Vortheil der Maschine muss auch dem Handwerk erschlossen werden. Doch die richtige Ausnutzung von Hülfsmaschinen verlangt mechanische Triebkraft. Auf diesen Cardinalpunkt spitzt sich die Frage zu. Sobald dem Handwerk die Quellen billiger mechanischer Triebkraft fliessen, wird es mit seinen Erzeugnissen denen der Grossindustrie erfolgreich Concurrenz machen, wird es in vielen Fällen dieselbe sogar überflügeln können, denn in kleinen geschlossenen Arbeitskreisen, unter dem moralischen Zusammenhalt der Familie, kann die künstlerische Individualität eher zum Ausdruck gelangen als in dem nivellirenden Getriebe der Fabriken. Die Hebung des Kunstgewerbes steht darum zu dieser Frage in inniger Beziehung.

Die gestellte Aufgabe lässt sich in doppelter Weise lösen. Zunächst durch Kraftvermiethung. Man hat vorgeschlagen, die Arbeitskraft von einem Centralpunkte aus nach den verschiedenen Theilen einer Stadt abzuleiten, so dass dieselbe in jedem Hause und jedem Stockwerke zur Benutzung bereit stände. Als einfachste Lösung bietet sich in grösseren Städten hierfür die Benutzung der Wasserleitung dar. Bei einem Druck von 30$^{m}$, wie er in den meisten Fällen zur Verfügung steht, werden die hydraulischen Motoren ausserordentlich klein, ihre Wirkungsweise ist einfach und leicht zu beaufsichtigen, sie sind sofort in Betrieb zu setzen und ermöglichen durch ihre Reinlichkeit die Aufstellung in jedem bewohnten Zimmer. Und in der That giebt es nur ein einziges Hinderniss, welches ihrer allgemeinen und ausschliesslichen Verwendung entgegensteht: die Preisfrage. In den meisten Grossstädten stellt sich die Benutzung des Wassers zu Motorenzwecken viel zu theuer, als dass an eine allgemeine Verwendung dieses im übrigen so bequemen und reinlichen Mittels zu denken wäre. Als Beispiel sei Berlin angeführt. Die Wasserleitung stellt im Strassenrohre eine durchschnittliche Druckhöhe von 30 bis 35$^{m}$ zur Verfügung. Nimmt man in Rücksicht darauf, dass die Motoren vielfach in höheren Stockwerken zur Aufstellung gelangen, eine mittlere Druckhöhe von 20$^{m}$ und den Wirkungsgrad des Wassermotors zu 0,60*) an, so ergicht sich, dass für eine mechanische Arbeit von secundlich 6$^{mk}$, welche etwa einer Mannesleistung gleich kommt, eine Wassermenge von 1800$^{l}$ in der Stunde und von 18$^{cbm}$ für den 10stündigen Arbeitstag verbraucht wird. Der mittlere Preis des Wassers beträgt 0,16 ℳ**) für den Cubikmeter, die täglichen Unterhaltungskosten erreichen hiernach die enorme Höhe von 2,88 ℳ. Für Paris, wo der Cubikmeter durchschnittlich 0,25 Frc. kostet, ergeben sich für dieselben Verhältnisse 4,50 Frc.

*) Die Wirkungsgrade der auf der Fachausstellung von Kraftmaschinen für das Kleingewerbe in Erfurt 1878 (allerdings unter ungünstigen Verhältnissen) geprüften Wassermotoren waren noch erheblich geringer. Vergl. Bork, die Kraftmaschinen für das Kleingewerbe und ihre Prüfung in Erfurt. Berlin, 1880. S. 101 ff.

**) Für jedes Vierteljahr

a) für die ersten 80$^{cbm}$ und darunter . . . . . 24,00 ℳ
b) für jeden Cubikmeter über 80 bis einschliesslich 200 . 0,30 ℳ
c) für jeden Cubikmeter über 200 . . . . . 0,15 ℳ.




Digitized by Google

Hierzu ist zu bemerken, dass der Wasserpreis in vielen Städten noch bedeutend höher ist. Nichtsdestoweniger giebt es Ausnahmefälle, in denen die Benutzung des Wassers sich billig stellt. So kostet z. B. in Lille in Frankreich 1$^{cbm}$ Wasser nur 0.07 Frc. bei einer mittleren Druckhöhe von 30$^{m}$; ebenso sind die meisten Städte der Schweiz reichlich mit billigem Wasser versorgt. In den Werkstätten Zürichs ist der rühmlichst bekannte Schmid'sche Motor fast die einzig gebräuchliche Betriebsmaschine, schraubt doch selbst der Holzhauer dort auf der Strasse den Motor an die Wasserleitung, seine Zerkleinerungsmaschinen damit zu treiben.

Im Anschluss hieran will ich einen Vorschlag mittheilen, der, wenn er zur Geltung käme, eine weitgehende Verwendung der Wasserleitungsmotoren in Aussicht stellt. Die Hochreservoirs der Wasserwerke sind stets in solcher Höhe angebracht, dass das Wasser in die höchsten Stockwerke der Häuser steigt. Alles Wasser, welches unterhalb der höchsten Etagen und zwar nicht für etwaige Motorenzwecke verbraucht wird, ist mithin zwecklos auf jene bedeutende Höhe gehoben worden, und da auf der Strasse und im Souterrain die grösste Wasserquantität consumirt wird, so ist die verlorene Arbeit auch eine bedeutende. Berlin verbraucht allein zur Spülung der Strassen und Canäle ca. 1 000 000$^{cbm}$ Wasser pro Jahr im Betrage von 100 000 $\mathcal{M}$ Selbstkosten, die im Niveau der Strasse ausströmen. Hr. Hambruch in Berlin hat nun einen Vorschlag gemacht, durch welchen diese Kraftvergeudung auf ein geringes Maass reducirt werden kann. Er schaltet in die Rohrleitung, durch welche das Wasser in das Gebäude geführt wird, einen hydraulischen Motor ein, der eine Pumpe treibt. Durch diese Anordnung wird die ganze Druckhöhe des Wassers nutzbar gemacht. Die Pumpe saugt aus dem Hausbrunnen und drückt das Wasser in die Reservoirs der einzelnen Etagen. Die durch dieses Arrangement erzielte Ersparniss bezifferte sich an einem auf der vorjährigen Berliner Ausstellung durch Zeichnungen erläuterten Specialfall bei einem Tagesconsum von 7$^{cbm}$ auf rund 270 $\mathcal{M}$ pro Jahr. Das günstigste Resultat ergiebt sich bei dem Wasserverbrauch zu ebener Erde. Zu Zwecken der Spülung können Pumpen und Motoren auf Wagen montirt werden, die mittelst eines Saugeschlauches das Wasser aus dem Strassenbrunnen entnehmen. Für die Stadt Berlin würde sich hierbei nach den Berechnungen des Hrn. Hambruch eine jährliche Ersparniss von 92 000 $\mathcal{M}$ ergeben. Wenn ich auch die Verantwortlichkeit für diese Zahlen Hrn. Hambruch überlasse, so scheint mir der Vorschlag doch interessant genug, um Verbreitung zu verdienen.

Eine andere Methode der Kraftvermiethung hat Sommeiller für Paris in Vorschlag gebracht — die Anwendung der comprimirten Luft, wie sie die Montanindustrie sich seit längerer Zeit zu Nutze macht. Die Ausführung des Projectes in Paris ist an den enormen Anlagekosten gescheitert.

Bei beiden Methoden handelt es sich nur um die zweckmässigste Leitung der Kraft von einer Centralquelle aus, die durch grössere Dampfmaschinenanlagen gespeist wird. Ob und in wie weit hierbei die in letzter Zeit bereits zu einiger Bedeutung gelangte elektrische Transmission eine Rolle zu spielen berufen sein wird, muss die Zukunft lehren. Sanguinischen Gemüthern, die das kommende Jahrhundert schon jetzt als das der Elektricität vorahnend kennzeichnen, wird es nicht schwer fallen, im Geiste unsere Zukunftsstädte mit einem ausgebreiteten und viel zergliederten Netze von Drahtnerven auszustatten, durch welche nicht blos Wort und Ton, sondern sogar die Kraft in das Haus geleitet wird.

Neben der Kraftvermiethung und Leitung haben wir nun aber noch ein zweites Mittel, die gestellte Aufgabe zu lösen — die Kleinkraftmaschine. Es liegt nahe, das mächtige Agens der Grossindustrie, die Dampfkraft, auch für diesen Zweck zu verwenden. Und in der That hat sich die kleine Dampfmaschine in der Grösse von 1 bis 5 Pferdestärken, bei der der Kessel fertig mit der Maschine montirt ohne Einmauerung zur Aufstellung gelangt, einen segensreichen Wirkungskreis erworben. Trotz alledem kann man ihrer allgemeinen Verwendung für die Zwecke des Kleingewerbes nicht ernstlich das Wort reden, besonders dann nicht, wenn die Aufstellung inmitten bewohnter Häuser, in oberen Etagen derselben erfolgen soll. Denn, mag man den Dampfkessel auch mit den erdenklichsten Vorsichtsmaassregeln umgeben und mit Sicherheitsapparaten ausstatten — ein ungezähmtes reissendes Thier in zerbrechlichem Käfig bleibt der Dampf dennoch. Jedem das Seine. Hier nun treten die Luft- und die Gasmotoren in ihre Rechte als absolut ungefährliche, allzeit bereite, treue und unermüdliche Dienstleute des Hauses *).

*) Die Feder- und die elektrischen Motoren können nicht in Frage kommen.

Die durch aufgezogene Federn betriebenen Apparate sind im eigentlichen Sinne nicht als Motoren zu bezeichnen. Sie dienen nur als Magazin für die Aufspeicherung einer kleinen mechanischen Arbeit, die aus der Muskelkraft des Menschen resultirt, und die sie in anderer Form wieder abgeben. Sie sind vielfach ausgeführt worden, besonders für den Betrieb von Nähmaschinen; sie haben hierbei insofern eine gewisse Berechtigung, als sie die schädliche Fussarbeit durch eine Handarbeit an einer anfziehenden Kurbel ersetzen. Indess hat man sich häufig getäuscht in der Menge der von einer Feder aufzunehmenden Arbeit. In einer Feder aus Stahl lässt sich, ohne die Elasticitätsgrenze zu überschreiten, nur eine gewisse Menge Arbeit ansammeln. Verwendet man den Stahl in der günstigsten Form nach Art der Uhrfedern, so beträgt das Maximum der Aufnahme nur 40$^{mk}$ für 1$^{kg}$; soll die Feder nicht überanstrengt werden, so darf man nach eingehenden Versuchen den Betrag von 20$^{mk}$ nicht überschreiten. Nimmt man an, man wolle soviel Arbeit in einer Feder aufsammeln, dass damit eine Nähmaschine während einer Stunde betrieben werden kann, so erhält man unter Voraussetzung eines Arbeitsbedarfes von 1$^{mk}$ und eines Wirkungsgrades von 0.10 ein Gewicht der hierzu erforderlichen Feder von 360$^{kg}$. Um diese Feder mittelst einer Kurbel aufzuziehen, müsste man sekundlich 6$^{mk}$ während 20 Minuten aufwenden. Wie ein auf der Pariser Ausstellung 1878 mit einem Motor von Schreiber und Salomon („Dingl. Journ." 1878, Bd. 228, S. 9) vorgenommener Versuch gezeigt hat, ist der Wirkungsgrad des Federmotors in Wahrheit noch geringer als 0.10; denn von 100$^{mk}$ aufgewendeter Arbeit wurden nur 17$^{mk}$ übertragen; 83$^{mk}$ gingen durch Reibung und Deformationsarbeit der Feder verloren!

Die elektrischen Motoren sind für die Zwecke des Kleinbetriebes vorläufig noch unbrauchbar wegen der kostspieligen Unterhaltung des elektrischen Stromes. Man weiss, dass man durch eine Rotationsmaschine einen elektrischen Strom erzielen kann, der dem von 10 Bunsen'schen Elementen gleichkommt, und zwar dadurch, dass man eine einfache Handkurbel in Bewegung setzt. Mit einer geringen Arbeit erzeugt man also einen kräftigen elektrischen Strom; daraus folgt umgekehrt, dass man zur Erzeugung einer geringen Arbeit einen starken Strom aufwenden müsste. In einer durch Batterieströme getriebenen elektrischen Maschine rührt in letzter Linie die bewegende Kraft von der Zersetzung des Zinks her. Man hat gefunden, dass 1$^{kg}$ Zink hierbei höchstens 5000 Cal. Wärme entwickelt, während 1$^{kg}$ Steinkohle, welche 15 mal weniger kostet, bis zu 7000 Cal. erzeugt. So lange man also nicht billigere Stoffe als Zink benutzen kann, wird man auf die Verwendbarkeit dieser elektrischen Maschinen als Motoren verzichten müssen. H. Fontaine hat gefunden, dass das Maximum der Arbeit, welche durch 3 Bunsen'sche Elemente von 0,30$^{m}$ Höhe erzielt werden kann, 1$^{mk}$ in der Sekunde betrug, mit 8 Elementen

Digitized by Google

Beide Arten von Motoren sind heute bereits in solchem Stadium des Fortschritts, dass sich ihre Verwendung unbedingt empfehlen lässt. Das Misstrauen, mit dem man ihnen noch vor 20 Jahren begegnete, ist heute gänzlich ungerechtfertigt. Trotzdem ist es nicht ganz geschwunden. Wir konnten bei der Einführung der Nähmaschinen etwas Aehnliches beobachten. Unter dem Misstrauen, das nach Auftreten der ersten Kettenstichmaschinen, deren Naht allerdings mit Leichtigkeit aufzutrennen war, Platz gegriffen hatte, haben die später erfundenen Steppstichmaschinen noch lange zu leiden gehabt.

Wenden wir uns, dem historischen Gange der Erfindung folgend, zunächst zur Luftmaschine *). Man unterscheidet bekanntlich zwei verschiedene Arten derselben: geschlossene und offene. Die ersteren, die geschlossenen, arbeiten immer mit demselben Gewichtsquantum Luft; die offenen dagegen saugen für jeden Hub frische atmosphärische Luft an und stossen dieselbe nach der Erhitzung und nach vollzogener Arbeitsleistung wieder aus.

Das Princip der geschlossenen Luftmaschine lässt sich wie folgt definiren. Ein durch Kolben abgeschlossener Raum ist derartig eingerichtet, dass er gestattet, die eingeschlossene Luft bald zu erhitzen, bald zu kühlen. Während der Kühlperiode erfolgt eine Compression der gesammten Luft, während der Heizperiode eine Expansion; der Ueberschuss der in der letzteren Periode entwickelten Arbeit über die aufzuwendende Arbeit während der ersten Periode ist die Nutzleistung der Maschine. Die geschlossene Maschine kann hiernach immer nur eine einfachwirkende sein und benöthigt zur Deckung der Compressionsarbeit, falls nicht zwei Maschinen combinirt werden, die Anwendung starker Schwungräder. Die sämmtlichen bis jetzt ausgeführten geschlossenen Luftmaschinen unterscheiden sich im wesentlichen nur durch die Art und Weise, wie die Temperaturveränderung der eingeschlossenen Luft bewirkt wird. Es sind hierfür zwei verschiedene Methoden in Anwendung. Beide kommen auf einen Transport der Luft aus dem gekühlten in den erhitzten Raum und umgekehrt hinaus. Im ersteren Falle geschieht dies durch den sogenannten Verdränger, ein luftdicht verschlossenes, möglichst leichtes Gefäss von ansehnlichem Inhalt, welches den Ausgleich der Temperaturen des Heiz- und des Kühlraumes verhindert, an den Wandungen aber einen ringförmigen Spalt für die Circulation der Luft frei hält. Durch geeignete Bewegung des Verdrängers, der, abgesehen von der Reibung, Widerstände nicht zu überwinden hat, wird die Luft abwechselnd in den Heiz- oder Kühlraum übergeführt. Man kann diese Kategorie geschlossener Luftmaschinen zweckmässig als „Verdrängermaschinen" bezeichnen.

Der Erfinder derselben ist ein schottischer Landgeistlicher, Dr. Robert Stirling, der gemeinsam mit seinem Bruder, dem Mechaniker James Stirling, im Jahre 1827 auf seine Erfindung ein Patent nahm und auch eine grössere Maschine nach diesem Systeme erbaute *). Dieselbe hat mehrere Jahre in einer Maschinenfabrik zu Dundee in Schottland zur Zufriedenheit gearbeitet. Es ist nicht bekannt, durch welche Ungunst der Verhältnisse die Kenntniss jener Maschine auf den denkbar kleinsten Kreis in jenem abgelegenen Winkel der Erde beschränkt blieb. Erst in den letzten 20 Jahren haben die erfolgreichen Bestrebungen der Epigonen das Interesse für jene längst verschollene Maschine wachgerufen. Und doch war sie schon damals des regsten Interesses werth. Allerdings hatte sie nichts mit den Bestrebungen, dem Kleingewerbe eine billige Kraftquelle zu erschliessen, gemein. Der Erfinder war noch in dem Wahn befangen, die Dampfmaschine ersetzen zu können. Die Leistung der Maschine betrug nach glaubwürdigen Messungen 21 Pferdestärken; sie war eine Zwillingsmaschine, deren beide Verdrängergefässe an ihrem unteren Theile in einem gemauerten Ofen erhitzt wurden, während im oberen Theile durch Kupferschlangen Kühlwasser lief. Beide Verdrängergefässe communicirten mit verschiedenen Seiten eines und desselben Arbeitscylinders, der auf diese Weise doppeltwirkend wurde. Bei einem Cylinderdurchmesser von 12" engl., einem Kolbenhube von 28" und einer Hubzahl von 40 in der Minute konnte die erhebliche Leistung von 21 Pferdestärken nur dadurch erzielt werden, dass man die Arbeitsflüssigkeit verdichtete, d. h. die Luft im Maximum auf 16 Atmosphären comprimirte. Der in den letzten Jahren häufig gemachte Vorschlag, die geschlossenen Luftmaschinen mit verdichteter Luft zu speisen, ist also von dem ersten Erfinder schon in seiner vollen Tragweite gewürdigt.

Länger als 30 Jahre hindurch blieb Stirling's Erfindung so gut wie verschollen — nicht so die Frage der Luftmaschinen überhaupt, wusste doch der geniale und thatkräftige Ericsson mit seiner Erfindung der offenen Luftmaschine vom Jahre 1833 ab das Interesse der technischen Welt unausgesetzt in Spannung zu erhalten. Im Jahre 1860 wurde die geschlossene Luftmaschine zum zweiten Male erfunden von dem Franzosen Laubereau. So wie sie der Erfinder zuerst mittheilte **), zeigte seine Maschine nur offenbare Rückschritte gegen die tiefdurchdachte Construction Stirling's, doch es gelang ihm, das Interesse des Berliner Maschinenfabrikanten Schwartzkopff für seine Erfindung zu erwerben, aus dessen Händen die Maschine in wesentlicher Verbesserung hervorging ***). Sie erregte in Deutschland allgemeines und gerechtes Aufsehen. In klarer Erkenntniss des Erreichbaren beschränkte sich Schwartzkopff auf die Ausnutzung des Principes für die Zwecke des Kleinbetriebes. Dass die Maschine schliesslich die hochgespannten Erwartungen nicht verwirklichte, lag wesentlich in den principiellen Anordnungen Laubereau's, der den Arbeitscylinder gesondert neben dem Verdrängergefäss aufstellte und die Verbindung beider durch ein Rohr von dem Heizraume des letzteren bewirkte, wodurch der Arbeitscylinder immer nur mit erhitzter Luft gefüllt wurde, und eine gute Liderung des Arbeitskolbens auf die Dauer nicht zu erzielen war.

5$^{mk}$ und mit 12 Elementen 7$^{mk}$. Die durch ein Bunsen'sches Element verursachten Kosten beliefen sich dabei auf stündlich 0,10 Frc.; eine elektrische Kraftmaschine von 5$^{mk}$ würde also für den 10stündigen Arbeitstag 8 Frc. Unkosten verursachen.

*) Leider ist über die Bezeichnung dieser Maschinen immer noch keine Einigung erzielt. Heissluftmaschine, Luftexpansionsmaschine, Heissluftexpansionsmaschine, Calorische Maschine wechseln in bunter Reihenfolge ab, manchmal in den Spalten eines und desselben Journales. Am entschiedensten ist gegen die „Calorische" Maschine Front zu machen. Die obige Bezeichnung, gleichbedeutend mit der in England und Amerika allgemein üblichen (air-engine), hat den Vorzug der Kürze und deckt den Begriff vollkommen. Die Besorgniss einer möglichen Verwechselung mit den Maschinen, die mit comprimirter Luft arbeiten, ist wohl unnöthig.

*) Eine Abbildung dieser ersten Luftmaschine findet sich in: „Franklin Journal", N. S., Vol. I, S. 314. Die oben folgenden Angaben sind einem Aufsatze in der „D. Gwbztg." 1847, S. 208, entnommen.

**) „Mech. m.", N. S., Vol. 2, S. 185. „Zeitschr. d. ö. Ing.-V." 1861, S. 79. (Theoretische Untersuchung von G. Schmidt.)

***) „Ann. d. cons.", Vol. 4, S. 113, und Vol. 8, S. 274 (enthält Untersuchungen von Tresca unter Mittheilung von Diagrammen).



Digitized by Google

Dazu kam, dass sich um dieselbe Zeit in der principiellen Anordnung der geschlossenen Luftmaschine ein bedeutender Fortschritt vollzog, den wir einem Deutschen, Wilhelm Lehmann aus Nürnberg, verdanken.*) Dieser Erfinder ging durchaus neue und eigenartige Wege. Seine Luftmaschine ist heute jedem Fachmanne wohlbekannt. Das Wesen der Neuerung besteht darin, dass er das Verdrängergefäss mit dem Arbeitscylinder zusammenwarf. Die Maschine wird durch einen einzigen liegenden Cylinder gebildet, dessen hinterer geschlossener Theil im Ofen liegt, während der vordere Theil mit einem kühlenden Wassermantel umgeben ist. In diesem gekühlten Theile der Maschine bewegt sich der Arbeitskolben, der lange Verdränger läuft auf Rollen im Innern des Cylinders, seine Kolbenstange geht in einer Stopfbüchse durch den Arbeitskolben hindurch — ein einfacher durchsichtiger Gedanke, und doch ruht darin das Lebensprincip der Maschine. Sie ist heute in mehr als tausend Exemplaren verbreitet und versieht so manche Werkstatt in deutschen Landen mit billiger und gefahrloser Arbeitskraft.

Der glückliche Gedanke Lehmann's hatte den Bann gebrochen, der bis dahin die erfolgreiche Entwickelung der geschlossenen Luftmaschine gelähmt hatte, mit besonderem Eifer bethätigte sich von nun an der Erfindungstrieb auf diesem Gebiete. Man hat die Lehmann'sche Maschine nach den verschiedensten Richtungen zu verbessern versucht, zunächst in Bezug auf die Bewegungsart des Verdrängers. An Stelle der von Lehmann durch Kurbelbewegung abgeleiteten Führung desselben bewirkte Laubereau, der auf der letzten Pariser Ausstellung nach längerem Stillschweigen von Neuem wieder auftauchte, die Steuerung des Verdrängers durch Bogenscheiben, um in den Endlagen desselben Ruhepausen von kleiner Dauer einzuschalten. Stenberg**) glaubt durch eine Schleifenbewegung, die vermöge der gebogenen Form der Schleife einen schnellen Rückgang des Verdrängers mit einer kurzen Ruhelage desselben in seiner innersten Stellung combinirt, den theoretischen Arbeitsprocess wesentlich zu verbessern. Der durch Rechnung und Versuch angestellte Vergleich hat die geringe Aussicht derartiger Bestrebungen klar zu Tage gelegt. An dem theoretischen Arbeitsprocesse der geschlossenen Luftmaschinen wird sich überhaupt nur wenig zum Vortheil verändern lassen. Allerdings hat sich auf der Fachausstellung in Erfurt die Stenberg'sche Maschine in der ausserordentlich sorgfältigen Ausführung, in der sie aus der Fabrik der Gebr. Sachsenberg in Rosslau hervorgeht, einen ehrenvollen Platz neben der Lehmann'schen Maschine erkämpft, doch ist es nicht richtig, wenn man aus der höheren Maximalspannung der Luft in der Stenberg'schen Maschine eine grössere Leistungsfähigkeit für dasselbe wirkende Luftgewicht gegenüber der Lehmann'schen Maschine folgern zu können glaubte. In Bezug auf den Brennmaterialverbrauch für die effective Leistung stellen sich beide Maschinen nahezu gleich.***) Die stehende Anordnung der Maschine von Stenberg hat indess, falls ihre Ausführung sich auf Grund der praktischen Erfahrungen noch weiter verbessert, gegründete Aussicht, die Lehmann'sche Maschine, welche wegen ihrer Länge nicht gut stehend zu bauen ist, für gewisse Verwendungen zu überflügeln.

In neuester Zeit ist die Erfindung, oder sagen wir besser die Concurrenz, denn zu erfinden war nicht mehr viel, fast ausnahmslos zur Anordnung Stirling's zurückgekehrt in Bezug auf die Absonderung des Verdrängergefässes vom Arbeitscylinder. Die Constructionen von Rennes†) mit oscillirendem Cylinder, von Hopmann††) und Buschbaum†††) mit vertical geführtem Verdränger haben wohl den Versuch gemacht, am Wettkampfe Theil zu nehmen, doch vorläufig noch ohne Aussicht auf Erfolg. Die Absonderung des Verdrängergefässes muss ohne weiteres desshalb schon als ein Rückschritt bezeichnet werden, weil das Verbindungsrohr erheblich zur Vergrösserung des schädlichen Raumes beiträgt, der gerade bei geschlossenen Luftmaschinen ängstlich zu vermeiden ist. Hervorgehoben zu werden verdient an der Rennes'schen Maschine die originelle Kühlvorrichtung durch einen offenen Wassermantel. Die Erfahrung lehrt, dass das Kühlwasser ohne Schaden zum Sieden gebracht werden kann; die geschlossenen Luftmaschinen arbeiten am günstigsten, wenn die Temperatur im Kühlraume sich nahe an 100° C. hält. Vielleicht hängt diese immerhin eigenthümliche und der Theorie widersprechende Erscheinung mit der Feuchtigkeit der Luft zusammen, deren theilweiser Niederschlag die Wirkungsweise beeinträchtigt. Ein beachtenswerther Vorschlag ist jüngst von Wippermann‡) gefüssert: die hin- und herführende Bewegung des Verdrängers durch eine rotirende zu ersetzen. Selbstverständlich macht diese Anordnung die Trennung des Verdrängergefässes vom Arbeitscylinder nöthig, doch baut sich die Maschine im Uebrigen einfach und raumsparend. Mittheilungen über erfolgreiche Ausführungen sind bis jetzt darüber nicht bekannt geworden.

Resümiren wir das Gesagte über die letzten Neuerungen an Verdrängermaschinen, so kommen wir zu dem Resultat: Die Lehmann'sche Maschine ist zur Zeit noch nicht überholt. Doch soll die dadurch eingeräumte dominirende Stellung uns nicht blind machen gegen Schwächen, die sie mit allen aufgezählten Neuerungen theilt. Ihr schwächster Punkt ist der Heiztopf. So lange man nicht im Stande ist, das Gusseisen durch ein geeigneteres, feuerbeständigeres Material zu ersetzen, dessen Herstellung zugleich eine Garantie für ein fehlerfreies, inneres Gefüge bietet, wird der Heiztopf die Achillesferse der geschlossenen Luftmaschine sein. Seit einiger Zeit werden die Lehmann'schen Maschinen mit Heiztöpfen aus Gussstahl versehen, eine Neuerung, die allerdings, soweit die Erfahrung der kurzen Zeit maassgebend sein kann, von durchschlagender Bedeutung zu werden verspricht. Die glockenförmige Gestalt, welche Stenberg und einige Andere nach dem Vorgange Ericsson's ihren Heiztöpfen gegeben haben, ist nicht empfehlenswerth. Bieten sie auch dem Feuer eine grössere Berührungsfläche dar, so leiden sie andererseits an der Gefahr, sich infolge der starken Erhitzung und des häufigen Temperaturwechsels zu deformiren und durch Reibung an den Verdrängerwänden die leichte Beweglichkeit des Verdrängers selbst zu behindern. Für die Verdrängerführung ist die verticale Anordnung der horizontalen unbedingt vorzuziehen, weil dadurch die zur Bewegung des Verdrängers aufzuwendende

*) „Techn. Bl." Bd. 1, S. 104. „Zeitschr. d. d. Ing.-V." 1871, S. 1, 97 (enthält zugleich die erste eingehende und grundlegende, auf Versuche gestützte Theorie der geschlossenen Verdrängermaschinen von G. Schmidt).

**) „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewerbfl." 1878, S. 400 (Versuche und Theorie vom Verfasser).

***) Brauer und Slaby, „Versuche über Leistung und Brennmaterialverbrauch von Kleinmotoren." Berlin 1879. S. 2 bis 19. 4 bis 5$^{kg}$ mittelguter Steinkohle für die Stundenpferdestärke.

†) „Dingl. Journ." 1879, Bd. 231, S. 119 ff. (Versuche und Theorie vom Verfasser).

††) „Dingl. Journ." 1880, Bd. 236, S. 4.

†††) „Dingl. Journ." 1880, Bd. 236, S. 5.

‡) „Dingl. Journ." 1880, Bd. 236, S. 3.

Digitized by Google

Arbeit erheblich vermindert wird. Während sich der Wirkungsgrad (das Verhältniss der Bremsleistung zur indicirten) bei den Maschinen mit horizontalem Verdränger durchschnittlich um 0,10 bewegt, erhebt er sich bei den Maschinen mit verticalem Verdränger auf 0,70.*) Allerdings steht dem wieder entgegen, dass bei stehender Anordnung die sorgfältige Trennung der Heiz- und Kühlräume bedeutend erschwert ist.

Noch einen Punkt lassen Sie mich berühren, der dringend der Verbesserung bedarf: die Regulirung. Die frühere Methode mittelst eines vom Regulator beeinflussten Luftventils, durch welches bei zu schnellem Gange ein Theil der gespannten Luft entweichen konnte, hat man sehr bald verlassen müssen, weil dieses Ventil zu einer ewigen Undichtigkeitsquelle wurde. Man wählte statt dessen das ökonomisch denkbar ungünstigste Mittel: eine Bremse am Schwungrade, die vom Regulator unter starker Hebelübersetzung angezogen wird. Den rationellsten Weg, die geschlossene Luftmaschine zu reguliren, bietet offenbar die Veränderung des Verdrängerhubes, weil von diesem das pro Hub dem Heiztopfe zugeführte Luftgewicht und damit die Wärmeaufnahme abhängt. Es hat nicht an Ausführungen dieses Vorschlages, der übrigens auch schon von Stirling herrührt, und den Buschbaum neuerdings wieder aufgenommen hat, gefehlt; doch ist die Lösung bis jetzt immer noch an constructiven Schwierigkeiten gescheitert.

Ich habe nun noch die zweite Kategorie geschlossener Luftmaschinen zu erwähnen, die ich kurz als den Typus „Rider“ bezeichnen will, weil in der That die Maschine von Rider **) vorläufig noch als einziges Beispiel anzuführen ist. Der Transport der eingeschlossenen Luft erfolgt hierbei durch die Relativbewegung zweier Kolben in den oberen Theilen zweier mit einander communicirender Cylinder, von denen der eine im unteren Theile geheizt, der andere durch einen Wassermantel gekühlt wird. Der im geheizten Cylinder sich bewegende Kolben ist als der eigentliche Arbeitskolben aufzufassen, während der Kolben des Kühlcylinders den Transport der Luft aus dem einen Cylinder in den anderen vermittelt. Er ersetzt den Verdränger mit dem Unterschiede, dass er bei seiner Bewegung eine Compressionsarbeit consumirt, die das Schwungrad der Maschine hergeben muss. Die eigentliche Nutzarbeit ist also die Differenz zwischen der Leistung des Arbeitskolbens und der Widerstandsarbeit des Compressionskolbens, so dass man aus diesem Grunde die Maschine zweckmässig vielleicht eine „geschlossene Differenzluftmaschine“ nennen könnte. Die Maschine ist amerikanischen Ursprungs, wird aber auch in Deutschland und zwar von Monski in Eilenburg gebaut. Leider kann ich nicht das geringste, auf Messung beruhende Resultat über dieselbe mittheilen, da der Fabrikant mit Consequenz allen Gelegenheiten fern geblieben ist, die Maschine auf Leistungsfähigkeit und Brennmaterialverbrauch prüfen zu lassen. Mit Unrecht, will ich gleich hinzufügen, denn die constructive Anordnung der Maschine ist eine so überraschend einfache und glückliche, die Wartung eine so leichte, dass sie selbst bei etwaigem grösseren Brennmaterialverbrauch für gewisse Zwecke der Verdrängermaschine den Rang ablaufen könnte.

Auf einen letzten Punkt lassen Sie mich Ihre Aufmerksamkeit noch lenken, ehe ich die geschlossenen Maschinen verlasse: die Hochdruckfrage. Bei allen Neuerungen an geschlossenen Luftmaschinen macht sich das Bestreben geltend, durch Anwendung von gepresster Luft die Leistung zu vergrössern. In allen Büchern und Abhandlungen, die sich mit der vorliegenden Frage befassen, wird mit besonderem Nachdruck immer wieder betont, dass in der Anwendung der gepressten Luft als Arbeitsflüssigkeit das Heil für die Zukunft der Luftmaschinen zu suchen sei. Jede geschlossene Maschine lässt sich durch Anfügung einer Luftpumpe, eventuell unter Combinirung mit einem Accumulator, mit Leichtigkeit dahin umändern. Woran liegt es, dass wir trotzdem noch keine branchbare geschlossene Hochdruckluftmaschine besitzen? Einfach an den enormen praktischen Schwierigkeiten, welche die Ausführung des Vorschlages mit sich bringt. Es ist ausserordentlich schwer, eine Maschine auf die Dauer für einen Hochdruck von 5—6 Atm. dicht zu halten — die Luftpumpe frisst den grössten Theil des erzielten Gewinnes wieder auf. Der Luftverlust findet nur zum kleinsten Theile durch die Kolbenliderung statt, am schädlichsten erweist sich der glühende Heiztopf, der bei einer gewissen Spannung der Luft vollständig durchlässig wird. Dies ist auch der Grund dafür, dass in keiner geschlossenen Luftmaschine der thatsächliche Maximaldruck mit dem berechneten theoretischen übereinstimmt, und dass die Diagramme in ihren oberen Begrenzungscurven gradlinig verlaufen, während die Theorie eine convex gekrümmte Curve erwarten lässt.*) Ehe man also nicht für den Heiztopf ein anderes Material als das bisherige zu verwenden im Stande ist, wird die Frage der Hochdruckluftmaschine nicht wesentlich gefördert werden.

Die zweite Art der Luftmaschinen, die sogenannten offenen, haben sich neben den bisher behandelten nur eine untergeordnete Bedeutung erwerben können, obwohl ihre Geschichte reicher ist an sensationellen Momenten. Jede offene Luftmaschine besteht im wesentlichen aus drei verschiedenen Theilen: der Luftpumpe, dem Ofen und dem eigentlichen Arbeitscylinder. Die in der Pumpe verdichtete Luft wird dem Ofen zugeführt und gelangt von da erhitzt in den Arbeitscylinder, wo sie, zu atmosphärischer Spannung expandirend, nutzbare Arbeit verrichtet. Der Ofen kann entweder ein offener sein, d. h. ein aussen von Flammen umspültes Röhrensystem, ein geheizter Kessel etc., oder ein geschlossener, d. h. ein solcher, dessen Rost gegen die äussere Atmosphäre hermetisch abgeschlossen ist, und auf dem die Verbrennung durch die von der Pumpe kommende Luft unterhalten wird. Bei dieser letzteren Anwendung gelangt also die Luft vermischt mit den Verbrennungsproducten in den Arbeitscylinder. Man hat für beide Kategorieen die Bezeichnungen: offene Luftmaschine mit offener Feuerung und offene Luftmaschine mit geschlossener Feuerung. Es empfiehlt sich, die ersteren einfach offene Luftmaschinen, die letzteren Feuerluftmaschinen zu nennen, weil die im Arbeitscylinder hierbei zur Wirkung kommenden Gase nur zum kleinsten Theile aus atmosphärischer Luft bestehen.**)

Der Erfinder der offenen Luftmaschine ist John Ericsson, jener bekannte schwedische Schiffscapitän, von dem man behaupten kann, er habe auf fast allen Gebieten der modernen Technik wenn nicht Grossartiges, so doch Sensationelles geleistet. Die Erfindung der offenen Luftmaschine fällt in den Beginn seiner Laufbahn, in den Anfang der dreissiger Jahre dieses Jahrhunderts. Im Centralpunkte der damaligen industriellen Welt, in London, stellte er seine Luftmaschine aus und gab damit den Anstoss zu den lebhaften Controversen,

*) Brauer und Slaby, Versuche etc.

**) „Dingl. Journ.“ Bd. 222, S. 409.

*) Näheres hierüber in der Abhandlung des Verfassers: Beiträge zur Theorie der geschlossenen Luftmaschinen. „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewerbfl.“ 1878, S. 375.

**) Vergl. hierüber die Abhandlung des Verfassers: Zur Beurtheilung der Feuerluftmaschinen. „Dingl. Journ.“ Bd. 232, S. 200 ff.

Digitized by Google

welche 25 Jahre hindurch die technische Welt bewegten. Hochfahrend waren die Pläne, die er an seine Erfindung knüpfte. Er wollte die theuere gefährliche Dampfmaschine aus der Welt schaffen und wollte an ihre Stelle eine billige und gefahrlose Luftmaschine setzen, ohne Wasser- und ohne Kohlenverbrauch.*) Da er in England nach jahrelangen Mühen nicht die gehoffte Unterstützung fand, wandte er sich nach Amerika. Dort gelang es ihm, hervorragende Geldmänner für sein Project zu begeistern, und im Jahre 1852 verliess endlich ein grosses Schiff, der „Ericsson", die Werft von New-York, um, mit riesigen Luftmaschinen ausgerüstet, die Reise über den Ocean anzutreten.**) Zahllose Mengen waren Zeugen der ersten Probefahrt in dem Hafen von Washington. Was nur Wenige erwartet hatten, geschah — das Schiff lief wirklich und zwar mit einem durch Schätzung bestimmten Kraftaufwand von etwa 300 Pferdestärken. Doch während der Beifall der Menge ihn umbrauste, und während die Vertreter des Staates ihm beglückwünschten, durchlebte Ericsson die bitterste Enttäuschung — seine Maschinen liefen zwar, aber sie frassen Kohlen, so gut wie die Dampfmaschine. Er war von irrigen Vorstellungen über das Wesen der Wärme ausgegangen. Indem er die einmal erhitzte Luft nach vollzogener Expansion und Arbeitsleistung vor ihrem Austritt in das Freie durch zahlreiche flechtartige Metallgewebe streichen liess, glaubte er die gesammte Wärme zurückhalten zu können, um damit frische Luft von neuem zu erhitzen. In seinen „Regeneratoren" soll er ein Gewebe aus feinem Draht in einer Gesammtlänge von 50 geographischen Meilen verwendet haben. Das Gewebe seiner Rechnung erwies sich leider als ein Spinnengewebe ohne den festen Halt richtiger theoretischer Grundlage. Bei einer weiteren Probefahrt brannten die Heizböden der Maschine durch, und in aller Stille ersetzte man sie durch Dampfmaschinen. Doch der Unstern blieb über dem Schiff — es scheiterte bald darauf an den Küsten Neu-Fundlands und versank mit Mann und Maus.

Der Misserfolg aber, der den kleinen Geist entmuthigt und lähmt, ist der Lehrmeister des Genies. Ericsson hatte aus seinem kostspieligen Experiment die Lehre gezogen, dass das Princip der Luftmaschine für Riesenleistungen, wie sie ein Oceandampfer verlangt, nicht tangt. Er gab die Concurrenz mit der Dampfmaschine auf. Doch die Kraft, welche sie wirklich gezeigt hatte, musste sie unter allen Umständen befähigen, in kleineren Ausführungen Vorzügliches zu leisten. Ihre Gefahrlosigkeit liess sie gegenüber der Dampfmaschine besonders geeignet erscheinen für den Betrieb in der Werkstatt, im Hause. So wurde Ericsson der Schöpfer des ersten Kleinmotors. Seine neue Luftmaschine***) war, obgleich sie in ihrer mangelhaften Ausführung unangenehmes Geräusch verursachte, bald, besonders in Amerika, zu grossartiger Verbreitung gelangt.

Auch in Deutschland hielt sie ihren Einzug im Anfang der sechsziger Jahre, sie ist sicher den Meisten der Anwesenden noch aus eigener Anschauung bekannt. Dass sie sich nicht lange hat halten können, lag zumeist an dem unerträglichen, mit dem Austritt der erhitzten Luft verbundenen Geräusch. Es war dies meiner Ansicht nach kein mit dem theoretischen Arbeitsprocess nothwendig verbundener Uebelstand, sondern nur ein constructiver Fehler, der sich wohl hätte vermeiden lassen, und zwar durch Weiterführung der Expansion der erhitzten Luft, welche nach vorliegenden Diagrammen mit erheblicher Spannung aus der Maschine entwich. Abgeschreckt durch diesen Misserfolg hat man indess das System der offenen Luftmaschine seitdem fast völlig unbeachtet liegen lassen, erst die allerneuste Zeit hat wieder einige Ausführungen gebracht. Hopmann und Nacke*) verwenden zweckmässig construirte Erhitzer, in welchen die eingeführte Luft mit möglichst grossen Heizflächen in Berührung kommt. Beide haben haubenartig über einander gestülpte Cylinder, die zwischen sich einen geringen Hohlraum zur Aufnahme der Arbeitsluft freilassen und sowohl aussen als innen vom Feuer berührt werden.

In Bezug auf die Ausnutzung der Wärme steht der Arbeitsprocess der offenen Luftmaschinen dem der geschlossenen durchaus nicht nach, und es ist meiner Ansicht nach von der Ausbildung der offenen Luftmaschinen für die Zukunft noch Manches zu hoffen; sie haben vor den geschlossenen Maschinen einen wesentlichen Vortheil voraus — sie gebrauchen kein Kühlwasser.

In naher Beziehung zu den offenen Luftmaschinen stehen die Feuerluftmaschinen; diese haben sich einer besonders eingehenden Beachtung seitens der Erfinder zu erfreuen gehabt. Der Grund für die Bevorzugung liegt klar zu Tage.

Die directe Benutzung der Verbrennungsproducte ist auf den ersten Anschein die rationellste Methode für die Verwerthung der im Brennmaterial zur Verfügung stehenden Wärme. Eine Feuerluftmaschine müsste ohne weiteres, wenn keine anderen Wärmeverluste stattfänden, vor jeder Luftmaschine, welche mit äusserer Feuerung versehen ist, und welche fast die Hälfte der vom Brennmaterial erzeugten Wärme zum Schornstein hinausschickt, in Bezug auf die Oekonomie den Vorzug verdienen. Der Amerikaner Roper**) und der Franzose Belon***) scheinen die ersten gewesen zu sein, welche zu Anfang der sechsziger Jahre fast gleichzeitig die Idee der geschlossenen Feuerung zur Ausführung brachten. Sie haben bis auf die neuste Zeit zahllose Nachfolger und Nachahmer gehabt, doch haben diese Maschinen fast alle nur ein kurzes Dasein gefristet und sind wie ihre Vorgänger spurlos wieder verschwunden. Der Grund hierfür ist im wesentlichen praktischer Natur. Die Benutzung von Kohlen oder Kokes in geschlossenen, mit Chamotte gefütterten Oefen macht einmal besondere Anordnungen und Mechanismen für die Speisung des Feuers nöthig, deren absolute Dichtheit auch auf die Dauer nur schwer erzielen lässt. Ferner treten die Verbrennungsproducte, unausbleiblich von mitgerissenen erdigen und sonstigen fein vertheilten festen Bestandtheilen verunreinigt, in den Treibcylinder der Maschine, greifen die Wandungen an und erschweren die Kolbenliderung. Der Cardinalfehler ist aber der folgende: die Temperatur, mit welcher die Luft und die Verbrennungsproducte in den Cylinder treten, ist bei geschlossener Kohlenfeuerung nur wenig regulirbar. Zeitweilige starke Temperaturerhöhungen sind unvermeidbar, selbst bei der aufmerksamsten Controle. Da nun Schmiermittel, welche eine Temperatur von über 300° auf die Dauer und sicher auszuhalten vermögen, bis jetzt nicht bekannt sind, so ist die Frage der Schmierung für die besprochene Gattung von Luftmaschinen verhängnissvoll geworden.

Eine Ausnahme scheinen zwei Feuerluftmaschinen jüngeren Datums zu machen, die zu einiger Verbreitung gelangt sind

*) „Dingl. Journ." Bd. 51, S. 81 u. S. 173; Bd. 127, S. 245 u. S. 41.

**) „Dingl. Journ." Bd. 129, S. 186.

***) „Zeitschr. d. V. d. Ing." 1860, S. 292 (enthält eine ausführliche theoretische Untersuchung von Grashof). — „Ann. d. cons." Vol. 1, S. 1 (Untersuchung von Tresca).

*) „Dingl. Journ." Bd. 237, S. 92.

**) „Dingl. Journ." Bd. 194, S. 173.

***) „Bull. d'enc." 1867, S. 9 (Versuche von Tresca).

Digitized by Google

und sich bis jetzt zum Theil auch gehalten haben. Es sind dies die Maschinen von Hock*) und Brown**) Die erste, infolge einer gut durchgeführten Reclame überall wohl bekannt, zeichnet sich durch eine hübsche, raumsparende Anordnung aus; Ofen, Treib- und Pumpen-Cylinder liegen übereinander. Mit viel Verständniss ist die Frage der Regulirung behandelt, bei welcher der von der Pumpe kommende Luftstrom getheilt wird und je nach Erforderniss in grösserer Menge bald über oder unter dem Rost in den Ofen, bald unerhitzt in den Arbeitscylinder gelangt. Die Brown'schen Maschinen zeigen Ofen, Treibcylinder und Pumpe nebeneinander auf einer Fundamentplatte angeordnet. Sie werden seit einiger Zeit mit besonders gutem Erfolge beim Betriebe der Nebelhörner und Sirenen auf den Küstenstationen verwendet; sie verdichten hierbei Luft und blasen sie durch Hörner oder Sirenen. Der Hauptvortheil, den sie für diese Verwendung dem Dampfbetriebe gegenüber bieten, beruht auf der Schnelligkeit des Anheizens; in 20 Minuten sind die Maschinen zum Betriebe fertig, während das Anheizen der Dampfkessel 3/4 Stunden und darüber verlangt. Dazu kommt, dass die Stationen nur selten von sachkundigen Ingenieuren beaufsichtigt werden, und die Bedienungsmannschaften der Feuerschiffe, auf denen sich die Maschinen befinden, alles andere eher als gute Kesselwärter sind.

Die Feuerluftmaschinen bilden den Uebergang zu den eigentlichen Gasmaschinen, streng genommen müssen wir sie sogar dazu rechnen, denn der geschlossene Ofen ist weiter nichts als ein Generator für brennbare Gase. Unter Gasmaschinen im engeren Sinne versteht man jedoch nur solche, denen das Leuchtgas als Betriebsmittel dient. Ihre Erfindung fällt mit der Erfindung des Leuchtgases selbst zusammen, und schon im Anfange dieses Jahrhunderts hat man Experimente damit angestellt. Doch das Verdienst, die erste praktisch brauchbare Gasmaschine im Jahre 1857***) ausgeführt zu haben, gebührt Lenoir. In seiner Maschine, die in ihrer Einrichtung bekanntlich einer gewöhnlichen Kolbendruckpumpe ähnlich war, wurde ein Gemisch von Luft und Leuchtgas von dem Kolben auf der Hälfte seines Hubes angesaugt und dann durch einen elektrischen Funken zur Explosion gebracht. Lenoir's Maschine bielt nach ihrem ersten Auftreten einen wahren Triumphzug über die civilisirte Erde; man gefiel sich von neuem in Specnlationen betreffs Absetzung der Dampfmaschine. Nachdem aber die kühle Untersuchung dargethan, dass die Maschine mit dem edlen Leuchtgas eine wahre Verschwendung trieb, und dass die Unterhaltung 4 cbm für die Stunde und Pferdestärke verlangte, neben einem starken Verbrauch an Kühlwasser, erfolgte eine ebenso unmotivirte Reaction. Man wollte plötzlich von der Gasmaschine überhaupt nichts mehr wissen. Ob auch Hugon†) den Gasverbrauch um die Hälfte verminderte, indem er die Folgen der Explosion durch Wassereinspritzung milderte und die unsichere elektrische Zündung durch Flammenzündung ersetzte — sicheren Boden konnte die Gasmaschine trotzdem nicht gewinnen.

Dass bente die Gasmaschine wieder zu Ehren gelangt ist, haben wir einzig und allein dem Genie und der Thatkraft zweier deutscher Männer zu danken. Langen und Otto in Köln. Auf der Pariser Ausstellung 1867 zeigten sie ihre erste atmosphärische Gasmaschine*), welche bei gleicher Leistung kaum den vierten Theil von dem Gasquantum verlangte, das Lenoir's Maschine verschlungen hatte. Allerdings hatten sie dafür eine wichtige Eigenschaft von Lenoir's Maschine geopfert — die Geräuschlosigkeit. Doch Ausdauer und Genialität bringen viel zu wege. Nach unermüdlicher Arbeit, unter fortgesetzten Versuchen, gelang es Otto vor 3 Jahren, eine geräuschlose Gasmaschine zu construiren**), welche in Bezug auf Oekonomie des Gasverbrauchs hinter der atmosphärischen nicht zurücksteht. Mit dieser Maschine ist die Existenzberechtigung der Gasmaschine endgiltig entschieden; sie hat von der Stadt aus, wo wir heute tagen, ihren Weltgang angetreten und trägt den Ruf deutscher Erfindung bis in die entlegensten Länder.

Die Lorbeeren, welche sich besonders seit der letzten Pariser Ausstellung auf dem Haupte des glücklichen Erfinders häuften, haben Andere nicht ruhen lassen. In den drei Jahren des Bestehens des deutschen Patentgesetzes sind 54 Patente auf Gasmaschinen ertheilt worden, von denen allerdings ein gutes Drittel schon wieder erloschen ist.

Diese Fülle der Ausführungsformen mit ihren mehr oder minder verschiedenen Arbeitsprocessen macht eine Sichtung und Classificirung nothwendig aber auch schwer. Um Ihnen jedoch von dem augenblicklichen Stande der Erfindung ein übersichtliches Bild zu geben, muss ich es versuchen.

Die gesammten bis jetzt ausgeführten oder vorgeschlagenen Gasmaschinen möchte ich in zwei Hauptclassen einordnen. Bei den ersteren wirkt das Gas durch Explosion, bei den letzteren durch mehr oder minder langsame Verbrennung, wobei ich mir allerdings nicht verhehle, dass gewisse Ausführungen hart auf der Grenze stehen.

Die Explosionsmaschinen theilen sich wieder in direct wirkende und indirect wirkende. Zu den direct wirkenden Explosionsmaschinen sind zunächst die Maschinen von Lenoir und Hugon zu zählen, die auf der letzten Pariser Ausstellung zwar noch als Concurrenten paradirten, in der That aber nur noch historisches Interesse bieten. Als Neuerung schliesst sich ihnen der Motor von Bisschop***) an, von dem sich behaupten lässt, dass er die Frage nach einer möglichst einfachen Gasmaschine von minimaler Kraftleistung, bei welcher die Oekonomie des Gasverbrauchs weniger zu berücksichtigen ist, auf überraschende Art gelöst hat. Es ist eine kleine stehende Maschine mit seitlich gelagerter Schwungradwelle, auf welche die Uebertragung der Bewegung des Arbeitskolbens in sinnreicher Weise durch eine geschränkte Schubkurbel erfolgt, so dass die ganze Maschine nur geringen Raum einnimmt. Die Kühlung des Explosionscylinders geschieht ohne Wasser durch eine rippenartige Form der Mantelfläche, welche die Ausstrahlung erleichtert. Die An-

*) „Dingl. Journ." Bd. 225, S. 227. Die Prospecte der Firma geben als Brennmaterialverbrauch $2^{1/2}$ Kokes für die Stundenpferdestärke an. Nach den auf der Fachausstellung für Kleinmotoren in Erfurt 1878 mit der Maschine gemachten Erfahrungen muss diese Angabe entschieden bezweifelt werden.

**) „Dingl. Journ." Bd. 232, S. 200 (enthält eine auf Versuche gestützte Theorie der Maschine vom Verfasser). Brennmaterialverbrauch: $4^{1}/_{2}$ bis Kokes für die gebremste Standenpferdestärke.

***) „Ann. d. conn.", Vol. 1, S. 849; Vol. 2, S. 121 (Versuche von Tresca). — „Zeitschr. d. V. d. Ing.", 1861, S. 130 (Theoretische Untersuchung von Grashof); S. 217 (Theoretische Untersuchung von G. Schmidt).

†) „Engg." Vol. 23, S. 216.

*) „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewbfl." 1868, S. 137. — „Bull. d'enc." 1874, S. 167 (Versuche von Tresca).

**) „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewbfl." 1878, Sitzungsbericht S. 46 (Vortrag des Verfassers).

***) „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewbfl." 1879, Sitzungsbericht S. 38 (Vortrag des Verfassers).

Digitized by Google

saugung des explosiblen Gemisches vollzieht sich während der ersten Hälfte des Kolbenhubes durch einen entlasteten Kolbenschieber, die Zündung erfolgt in günstiger Kurbelstellung durch eine aussen brennende Flamme, welche eine kleine elastische Klappe aufstösst, die während der Saugeperiode durch den Kolben, nach der Explosion durch den inneren Druck geschlossen wird. Die Maschine wird in Deutschland von Buss und Sombart mit namhaften Verbesserungen gebaut.

Eine zweite Abtheilung der directen Explosionsmaschinen unterscheidet sich von der ersten in einem bemerkenswerthen Punkte. Da die Explosion bei grösseren Maschinen mit Stoss auf den Kolben wirkt, von welchem letzterer vermöge seiner geringen Geschwindigkeit nur wenig als nutzbare Arbeit aufnehmen kann, so hat man vorgeschlagen, die Explosion selbst in einem gesonderten abgeschlossenen Raume vorzunehmen und aus diesem erst nachher die gespannten Gase in den Arbeitscylinder überzuführen — meiner Ansicht nach ein aussichtsloses Unternehmen.

Eine dritte und letzte Unterabtheilung der direct wirkenden Explosionsmaschinen ergiebt sich durch Einschaltung einer elastischen Vermittelung zwischen dem Kolben und dem Schwungrade, wodurch die volle Arbeitskraft der Explosion in dem elastischen Mittel aufgespeichert und verlangsamt dem Schwungrade mitgetheilt werden kann. Jede dieser beiden letzteren Abtheilungen hat eine Reihe von Repräsentanten aufzuweisen, doch fehlen bis jetzt noch Angaben über erfolgreiche Ausführungen.

Die indirect wirkenden Explosionsmaschinen finden ihre Hauptvertretung in der atmosphärischen Maschine von Langen und Otto. Es erscheint kaum nöthig, an dieser Stelle auf die Wirkungsweise dieser wohlbekannten und weitverbreiteten Maschine einzugehen. Sie hat den ersten nachhaltigen Erfolg als Gasmaschine errungen und ist in Tausenden von Exemplaren in allen Theilen der Welt verbreitet. In Bezug auf die Oekonomie des Gasverbrauchs wird sie bis heute noch von keiner anderen Maschine, selbst nicht von Otto's Motor wesentlich übertroffen. In dieselbe Classe gehört die atmosphärische Maschine von Gilles*) mit zwei Kolben, von denen der eine als Flugkolben, der andere als Arbeitskolben dient. Auch diese Maschine hat sich einigen Erfolg verschafft, sie steht der Langen-Otto'schen in Bezug auf den Gasverbrauch am nächsten. Ursprünglich in Deutschland erfunden, segelt sie heute unter englischer Flagge.

Neben diesen in Kürze skizzirten Classen von Explosionsmaschinen giebt es nun noch eine Reihe von Ausführungen, welche die geschilderten Hauptmerkmale combiniren. So hat man atmosphärische Maschinen vorgeschlagen, bei denen die Explosion in einem gesonderten, vom Arbeitscylinder abgeschlossenen Raume stattfindet, ferner hat man die directe Wirkung mit der indirecten combinirt, unter Milderung des Stosses durch elastische Kissen etc. etc.

In durchaus neue Bahnen ist aber der Entwickelungsgang der Gasmaschine eingelenkt mit der Erfindung Otto's, der trotz der mit der atmosphärischen Maschine errungenen Erfolge mit klarem Blick das Explosionsprincip über den Haufen warf. Er wurde der Schöpfer einer ganz neuen Classe von Gasmaschinen, derjenigen mit verhältnissmässig allmählicher Verbrennung des Leuchtgases. Obgleich seine Maschine heute allgemein bekannt ist, kann ich es mir doch nicht versagen, an dieser Stelle seinen lichtvollen Gedanken zu reproduciren. Der Hauptinhalt desselben bezweckt eine eigenthümliche Mischung und Lagerung der zur Wirkung kommenden Gase. In einem liegenden Cylinder bewegt sich der Kolben, der in seiner innersten Stellung zwischen sich und dem Cylinderboden einen angemessenen Raum übrig lässt, welcher jederzeit mit einem Theile der von der letzten Füllung herrührenden gasigen Verbrennungsproducte gefüllt bleibt. Beim ersten Kolbenhube wird die Ladung, bestehend aus Gas und Luft, in den Cylinder eingeführt, und zwar zunächst Luft allein, zuletzt das Gemisch. Der Kolbenrückgang comprimirt das Gemisch auf 2 Atmosphären Ueberdruck. Hierdurch werden die einzelnen Partikel des Leuchtgases derartig fein vertheilt und umbüllt, dass bei eintretender Zündung die gesammte Masse nicht zur Explosion kommen kann, sondern die Flamme gleichsam Zeit gebraucht, um vorzudringen und die einzelnen brennbaren Gastheile zu suchen. Die am Boden des Cylinders eingeführte Zündungsflamme trifft in den ersten Schichten dagegen stark explosibles Gemisch und sichert durch ihr geschossartiges Eindringen eine vollständige und intensive Verbrennung der gesammten Ladung, während die davor liegenden neutralen Schichten als Kissen dienen und den Stoss mildern. Dieser klare Gedanke wird durch den Arbeitsprocess der Maschine mit wahrhaft überraschender Sicherheit verwirklicht. Sie arbeitet dabei vollständig geräuschlos, und nur mit Mühe kann man in unmittelbarer Nähe der Cylinderwandung den geringen, mit der Zündung verbundenen Knall vernehmen. Da die Füllung der Maschine zur Sicherung der geschilderten Mischung immer in derselben Weise erfolgen muss, so wird der Gang derselben durch die Anzahl der Ladungen regulirt, die entweder aufeinander oder in Intervallen erfolgen, je nachdem die von der Maschine zu leistende Arbeit es verlangt, während die Umdrehungszahl selbst nahezu constant erhalten bleibt.

Der enorme Vortheil, welchen dieses System allen übrigen voraus hat, war die Folge, dass seit Bekanntwerden desselben zahlreiche Versuche angestellt wurden, das Princip in andere constructive Ausführungen einzukleiden.

Am meisten Beachtung verdient unter diesen der Motor von L. Simon*) in Nottingham. Auch dieser benutzt die allmähliche Verbrennung und Expansion von Leuchtgas und atmosphärischer Luft unter vorhergehender Compression, nur theilt er diese Obliegenheiten der Maschine und führt sie in zwei gesonderten Cylindern aus. Luft und Leuchtgas werden in einem Pumpcylinder angesaugt, gemischt und verdichtet und von hier aus dem Arbeitscylinder zugeführt. Im Innern des Arbeitscylinders wird eine unter Druck constant brennende Flamme unterhalten, an welcher sich das eintretende Gasgemisch im Verlauf der Kolbenbewegung und nach Maassgabe des Uebertritts anzündet, um in allmählicher Expansion seinen Druck auf den Arbeitskolben zu übertragen. Die austretenden Verbrennungsproducte entweichen in einen Röhrencomplex und werden in einem geschlossenen Kessel zur Dampferzeugung benutzt.

Der Dampfkessel, welcher mit den zur Kühlung der Cylinderwände vorgesehenen Wassermänteln communicirt, wird durch eine kleine Pumpe gespeist, welche genügt, das in Dampf verwandelte Wasser zu ersetzen. Der erzeugte Dampf selber wird nun zur Speisung des Arbeitscylinders mitbenutzt und wirkt als vortreffliches Schmiermittel für den Kolben. Die Maschine wird auch in Deutschland von Henniges & Co., in Berlin, mit wesentlichen Verbesserungen gebaut.

*) „Dingl. Journ.", Bd. 225, S. 322.

*) „Verh. d. V. z. Bef. d. Gewbfl." 1879, Sitzungsbericht S. 38 (Vortrag des Verfassers).

Digitized by Google

Wenn ich nun noch zum Schluss die Petroleummotoren erwähne, so geschieht es lediglich der Vollständigkeit halber. In der principiellen Wirkungsweise unterscheiden sich diese Maschinen nicht von den bisher angeführten Classen der Gasmaschinen. Das Petroleum wird entweder fein zerstäubt oder durch mässige Erwärmung verdampft und gelangt, vermischt mit Luft, in derselben Weise wie das Explosionsgemisch der Gasmaschinen zur Wirkung.

Eine nennenswerthe Verbreitung haben diese Maschinen, deren Hauptrepräsentant der Motor von Brayton*) ist, nirgends gewonnen, auch glaube ich nicht, dass sie jemals eine Zukunft haben werden — aus dem einfachen Grunde, weil das Petroleum bei seiner Verwendung zu Motorenzwecken zwei- bis dreimal so theuer ist als Leuchtgas, wenn man für beide mittlere Preise zu Grunde legt. Dazu kommt, dass die traurigen Erfahrungen, welche man in den letzten Wochen in Berlin und Halle mit den leichtflüchtigen Petroleumdestillaten gemacht hat, die ja wegen ihres billigeren Preises gerade für Motorenzwecke häufig vorgeschlagen sind, durchaus nicht ermuthigen, diese gefährlichen Stoffe in die Werkstatt und in das Haus einzuführen.

M. H. Ich bin am Schluss. Der gedrängte Ueberblick, den ich über die augenblickliche Lage der Kleinmotorenfrage habe geben können, hat das rege Interesse gezeigt, das man ihr von allen Seiten entgegenbringt. Es ist keine offene Frage mehr — ganze Reihen von Maschinen haben bereits ihre volle Brauchbarkeit erwiesen. Eins darf uns aber mit besonderer Befriedigung erfüllen — Deutschland hat fast durchgängig die Führerschaft angetreten; hoffen wir, dass auch in Zukunft der deutschen Industrie diese Stellung erhalten bleibe.

*) „Dingl. Journ." Bd. 221, S. 195.

# Graphische Darstellung der Schieberbewegung bei Dampfmaschinen.

Von **A. Hollenberg**, Maschinenfabrikant in Dinslaken.

(Vorgetragen in der Versammlung des Bezirksvereines an der niederen Ruhr am 2. November 1879.)

(Hierzu Tafel XXIV und XXV.)

Bekanntlich wird fast in jedem maschinentechnischen Lehrbuche die Zeuner'sche graphische Darstellung der Schieberbewegung als unübertrefflich gepriesen, und nicht mit Unrecht, da ja die Methode äusserst sinnreich und mit einigen wenigen Kreisen und Linien auszuführen ist. Für eine Steuerung mit einfachem Schieber ist die Uebersichtlichkeit allerdings unschwer; alleiu wenn schon zwei Schieber arbeiten, wie bei der Meyer'schen Expansionssteuerung, und dann etwa noch die Schieberlappen verstellbar sind, so ist die Sache schon bezüglich der Einfachheit einigermassen bedenklich. Es gehen alsdann die unmittelbaren Beziehungen zwischen den Grössen des Diagrammes und denen der wirklichen Ausführungen verloren oder sind wenigstens schwerer zu übersehen. Somit sind Unsicherheit und Zweifel angebahnt. Da es aber für den Praktiker von besonderer Wichtigkeit ist, seine Constructionen mit der Wirklichkeit in engsten Zusammenhang zu bringen, und ohne weitere Zwischenglieder die Vorgänge, über welche er im Diagramme Aufschluss sucht, ablesen und controliren zu können, so unterzieht er sich gerne einer etwas grösseren Mühe, wenn ihm dagegen die Gewissheit wird, unter allen Umständen richtig zu gehen, und nicht etwa wegen eines winzigen Irrthums die ganze Steuerungsconstruction verpfuscht zu sehen. Diese dem Praktiker wünschenswerthe Sicherheit erfüllt die in Nachstehendem mitgetheilte Methode in vollständigstem Maasse und leistet selbst mehr als das sorgfältigst gearbeitete Modell. Ebenso brauchbar ist die Methode, wenn es sich darum handelt, bei einer vorhandenen Steuerung etwaige Constructionsfehler aufzufinden, bezw. abzustellen. Sie ist deshalb besonders für Diejenigen geeignet, welche sich nur gelegentlich mit Steuerungen zu befassen haben. Aber auch dem in Steuerungen erfahrenen Ingenieur wird es interessant sein, die beiden Methoden auf denselben Fall angewendet zu sehen, und die Eigenthümlichkeiten beider zu verfolgen. Meines Wissens ist die hier zu behandelnde Methode zuerst von Redtenbacher auf einen einfachen Schieber angewandt, und will ich in Nachstehendem, von diesem einfachen Falle ausgehend, die Methode in der Erweiterung für zwei Schieber vorführen und zu dem Ende sofort zu einer praktischen Anwendung übergehen.

Das Steuerungsdiagramm auf Tafel XXIV ist construirt für eine Maschine von $203^{mm}$ Cylinderdurchmesser, $400^{mm}$ Hub; der Schieberhub ist $80^{mm}$, die äussere Ueberdeckung $18^{mm}$, die innere $3^{mm}$; der Voreilungswinkel ist 45°. Die Wahl dieser Grössen wird sich zum Theil durch die nachfolgenden Constructionen rechtfertigen.

Der Querschnitt des Schiebers, resp. die auf die Schieberbewegung sich beziehenden Grössen sind in der Zeichnung in natürlichem Maassstabe aufgetragen.

Es liegt nun der ganzen Darstellungsweise die Anschauung zu Grunde, dass sich unter einem hin- und hergehenden mittleren Schieberquerschnitt ein mit gleichmässiger Geschwindigkeit fortschreitender Streifen, auf welchen die Canäle für den ein- und ausgehenden Dampf aufgezeichnet sind, senkrecht zur Schieberbewegung fortbewegt. Der Schieberquerschnitt zeichnet also in jedem Augenblicke seine Stellung zu den Canälen auf. Die Art und Weise, und wie diese Bewegungen in nähere Beziehung zu der Stellung der Kurbel gebracht sind, wird sich aus dem Beispiele ergeben. In demselben ist der Einfachheit halber die Zugstange unendlich lang angenommen, die Correctur für die Stellung des Kolbens bei endlicher Zugstange ist in bekannter Weise zu vollführen. Ebenso ist angenommen, dass sich der Kurbelzapfen mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewege.

*A* ist der Kurbelkreis. *B* der Excenterkreis, und ist die Stellung zu Anfang des Hubes, d. i. die Kurbelstellung im todten Punkte, mit 0 markirt.

Die Zeit eines einfachen Hubes ist in 12 gleiche Theile getheilt, und sind die Theilungen von dem Anfange der Bewegung ab mit 0, 1, 2, 3 u. s. w. gleichmässig auf dem Kurbel- und Excentkreise aufgetragen, und diese Stellungen auf die correspondirend bezeichneten verticalen Linien, welche die Zeitordinaten vorstellen, herüberprojicirt. Durch Verbindung der so ermittelten Punkte erhalten wir den geometrischen Weg der Kurbel und des Excenters. Die verticalen Zeitordinaten enthalten aber auch die Stellung des Kolbens, und zwar ist der Kolbenweg für die betreffende Zeit gleich der Ordinate über $a\,b$ bis zur Bewegungscurve des Kolbens. Hierdurch ist zugleich die Ungleichmässigkeit des Kolbens

XXIV. 33

Digitized by Google

in seinem Fortschreiten zur Anschauung gebracht. Die sechs horizontalen Linien *cdefgh* repräsentiren die Canäle. Trägt man jetzt von der Mittellinie der Bewegungscurve des Schiebers aus, etwa mit Hülfe eines Papierstreifens, auf welchem die Schiebergrössen markirt sind, die Schiebermaasse auf jede Ordinate ab und verbindet die so gefundenen Punkte durch entsprechende Curven, so hat man den ganzen Steuerungsvorgang auf das genaueste dargestellt. Zur Erleichterung der Übersicht empfiehlt es sich, die dargestellten Grössen in ähnlicher oder gleicher Weise durch Colorit hervorzuheben, wie dieses auf den Tafeln geschehen ist. Es empfiehlt sich ferner, die Darstellung auf einige weitere Ordinaten vor und nach dem betreffenden Hube auszudehnen, was ohne Schwierigkeit geschehen kann. Sehen wir nun von der erwähnten Correctur wegen der endlichen Länge der Zugstange ab, so repräsentiren die Ordinaten die jedesmaligen Zeiten, resp. die gleichbezeichneten Kurbelstellungen, und sind die Eröffnungen der Canäle sowie die Stellung des Kolbens auf denselben Ordinaten angegeben.

Es ist also aus dem Diagramm ohne Weiteres zu entnehmen, dass bei Beginn des Hubes der Dampfzutritt mit 10$^{mm}$ Canaleröffnung erfolgt, der Ausströmungscanal ist bereits ganz geöffnet; in der Folge öffnet der Einlassschieber weiter, bis er bei Ordinate 3, d. i. bei 59$^{mm}$ des Kolbenweges nahezu den ganzen Eintrittscanal frei macht und bei Ordinate 7,3, d. i. bei 264$^{mm}$ des Kolbenweges den Dampfzutritt absperrt. Hiermit tritt die Expansionsperiode ein. Bei Ordinate 6 (Hubhälfte) ist der Austrittscanal noch ganz geöffnet, bei 220$^{mm}$ des Kolbenhubes fängt er an, sich zu verengern und schliesst bei 333$^{mm}$ des Kolbenweges. Von hier ab tritt Compression auf, bis bei 390$^{mm}$ Hub frischer Dampf zutritt. Auf der anderen Kolbenseite ist dagegen von 354$^{mm}$ des Kolbenweges ab der Dampfzuströmungsanal ermöglicht. Es ist leicht zu ersehen, wie ich nebenbei bemerken will, dass die Steuerung für hohe Kolbengeschwindigkeit entworfen ist. Darauf deutet hin: die grosse Eröffnung der Canäle bei Beginn des Hubes, sowie die früh eintretende Compression. Reine Expansion herrscht also von 264$^{mm}$ bis 354$^{mm}$ des Kolbenweges. Die Wiedereröffnung findet für den Dampfzutrittscanal 10$^{mm}$ vor Beginn des Hubes statt.

Aus dem Angeführten ergiebt sich, dass für jede Kurbel-, also auch für jede Kolbenstellung sämmtliche einzelnen Grössen, welche auf die Stellung des Schiebers zu den Canälen Bezug haben, ohne weitere Reflexionen abzulesen sind, und dass das Diagramm alle Verhältnisse in den Formen der Ausführung wiedergiebt.

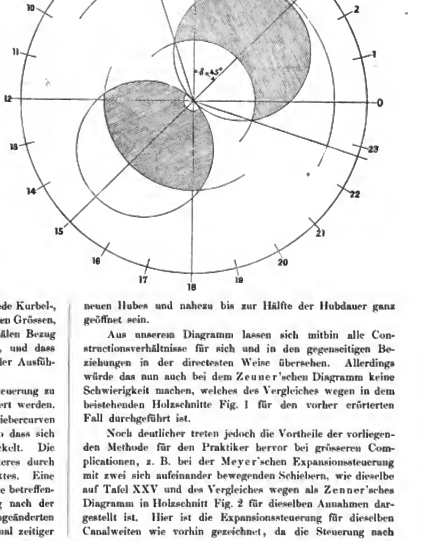
Ebenso leicht sind die Veränderungen der Steuerung zu übersehen, wenn die Constructionselemente geändert werden.

Ein stärkerer Voreilungswinkel würde die Schiebercurven in horizontaler Richtung nach links verschieben, so dass sich der ganze Steuerungsvorgang etwas früher abwickelt. Die Grösse der Verschiebung ergiebt sich ohne Weiteres durch die entsprechende Construction nur eines Punktes. Eine Verringerung der äusseren Ueberdeckung würde die betreffenden Schiebercurven parallel um die Verringerung nach der Mittellinie verschieben, also bei übrigens sonst ungeänderten Grössen den Dampf eher eintreten lassen, den Canal zeitiger öffnen und die Zuströmung länger gestatten. Da die Voröffnung jedoch praktisch begrenzt ist, so würde man eine Correctur durch Verkleinerung des Voreilungswinkels erstreben müssen. Es würde sich dann die Eintrittslinie nach rechts verschieben, mithin der Dampfvoreintritt wieder ein geringerer werden.

Es ergeben sich hieraus die Beziehungen, in welchen Voreilungswinkel, Ueberdeckung, lineares Voreilen und Füllungsgrad zu einander stehen, in sehr handgreiflicher Weise.

Es erübrigt noch zu erwähnen, welchen Einfluss die Hublänge des Schiebers ausübt. Die Betrachtung der Begrenzungslinie der Schiebercurve ergiebt sofort, dass bei geringerem Hube die Canaleröffnung schleichender wird, während bei grösserem Hube die Curve steiler, also die Eröffnung schneller ist. Wollte man zwei Gittercanäle von der halben Breite des jetzigen Canales anwenden, so würde im vorliegenden Falle der Canal schon gleich nach Beginn des

Fig. 1




neuen Hubes und nahezu bis zur Hälfte der Hubdauer ganz geöffnet sein.

Aus unserem Diagramm lassen sich mithin alle Constructionsverhältnisse für sich und in den gegenseitigen Beziehungen in der directesten Weise übersehen. Allerdings würde das nun auch bei dem Zeuner'schen Diagramm keine Schwierigkeit machen, welches des Vergleiches wegen in dem beistehenden Holzschnitte Fig. 1 für den vorher erörterten Fall durchgeführt ist.

Noch deutlicher treten jedoch die Vortheile der vorliegenden Methode für den Praktiker hervor bei grösseren Complicationen, z. B. bei der Meyer'schen Expansionssteuerung mit zwei sich aufeinander bewegenden Schiebern, wie dieselbe auf Tafel XXV und des Vergleiches wegen als Zenner'sches Diagramm in Holzschnitt Fig. 2 für dieselben Annahmen dargestellt ist. Hier ist die Expansionssteuerung für dieselben Canalweiten wie vorhin gezeichnet, da die Steuerung nach

Digitized by Google

Bedarf mit oder ohne Expansionsvorrichtung bei demselben Cylinder zur Verwendung kommen soll. Der Schieberhub ist für beide Schieber 80$^{mm}$, die Voreilungswinkel sind $\delta = 20^0$ und $\delta_1 = 140^0$, die äussere Ueberdeckung des Grundschiebers ist 4$^{mm}$, die innere $1^1/_2{}^{mm}$; Hub der Maschine wie vorhin 400$^{mm}$, Zugstangenlänge 1200$^{mm}$. Der Einfluss der begrenzten Zugstangenlänge ist in der Zeichnung durch die punktirte Kolbencurve angedeutet.

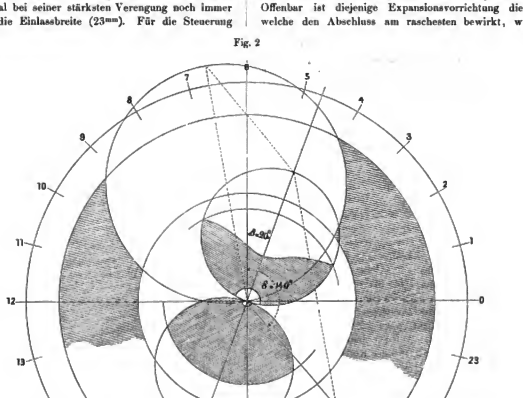
Zunächst wird das Diagramm für den Grundschieber in derselben Weise wie vorhin aufgezeichnet und durch entsprechendes Colorit markirt. Es ergiebt sich alsdann, dass der Austrittscanal bei seiner stärksten Verengung noch immer breiter ist als die Einlassbreite (23$^{mm}$). Für die Steuerung mit blossem Grundschieber wäre die Steuervorrichtung nicht geeignet, da sich der Einströmungscanal bis auf circa 10$^{mm}$ verengt. Compression tritt nur während 9$^{mm}$ des Kolbenweges ein, der neue Dampfzutritt erfolgt 6$^{mm}$ vor Schluss des Hubes, und ist die Canaleröffnung bei dem Hubwechsel bereits 10$^{mm}$.

Construirt man nun nach ebenderselben Methode den Weg des Expansionsschiebers, so ist das Diagramm vollständig. Die Verbreiterung des Expansionsschiebers bewirkt eine Verbreiterung des betreffenden Curvenstreifens nach oben und unten, und kann man sich hiernach leicht für die Breite des Schiebers entscheiden.

Auf Tafel XXV ist die Dampfvertheilung für einen Expansionsschieber von 80$^{mm}$ und 145$^{mm}$ Breite dargestellt, und ergiebt sich bei diesen beiden Schieberbreiten eine Füllung von 108$^{mm}$, resp. 26$^{mm}$ Länge des Kolbenweges. Die Fläche der wirklichen Eröffnung erscheint auf der Tafel weiss, und zeigt diese Fläche einen günstigen Zutritt sowie günstigen Abschluss des Dampfes, worauf wir noch zurückkommen.

Es sei gestattet, hier auf einen Punkt besonders hinzuweisen, gegen den manchmal Verstösse gemacht werden, und der nicht selten Veranlassung gewesen sein mag, die Meyer'sche Steuerung in Misscredit zu bringen. Es ist dies die Wahl des Voreilungswinkels des Expansionsschiebers. Offenbar ist diejenige Expansionsvorrichtung die bessere, welche den Abschluss am raschesten bewirkt, wie es die

Fig. 2




sogenannten Präcisionssteuerungen anstreben. Der rascheste Abschluss wird aber dann erzielt, wenn hierzu derjenige Theil der Curve des Expansionsschieberweges benutzt wird, welcher am stärksten abfällt, also der dem Durchgange durch die horizontale Mittellinie entsprechende Theil. Hat man sich also nach Lage der Umstände für eine bestimmte, normale Füllung, d. h. für die Füllung entschlossen, mit welcher die Maschine gewöhnlich arbeiten soll, so muss die stärkste Neigung der Curve des Expansionsschiebers an dieser Stelle abschneiden, d. h. es muss sich das Expansionsexcenter bei der betreffenden Kurbelstellung in seiner Mittellage befinden. Da hier die Expansion bei etwa $^1/_3$ des Hubes, entsprechend einem Winkel von 40 Grad, für die Kurbel am präcisesten sein soll,



Digitized by Google

so muss der Expansionsschieber 180—40 Grad oder 140 Grad Voreilungswinkel haben. Mehrfach habe ich den Voreilungswinkel des Expansionsschiebers als zu 65° „üblich" angegeben gefunden. Nach dem Vorstehenden darf jedoch auch hier nicht mit der Ueblichkeit hantirt werden, sondern es ist die Grösse des Voreilungswinkels durch das vorliegende Bedürfniss genau vorgeschrieben, und giebt es für die rationelle Ausmittzung der Steuerung für einen bestimmten Fall nur einen richtigen Voreilungswinkel.

Dass sich Voreilungswinkel und Expansionsschieberbreite in gewisser Hinsicht ergänzen, bedarf wohl keiner weiteren Auseinandersetzung. Aus dem Einströmungsdiagramme ergiebt sich übrigens, dass der Abschluss des eintretenden Dampfes ein ziemlich günstiger ist, so günstig, dass er mit Ventilsteuerung kaum besser zu erreichen sein möchte. Ja, bei dem allgemein anerkannten Vortheil der grösseren Kolbengeschwindigkeit hat eine rationelle Meyer'sche Expansionsschiebersteuerung mit ihrer gezwungenen Bewegung manche Vorzüge vor den sogenannten Präcisionssteuerungen ohne gezwungene Bewegung.

Eine Vergleichung der Geschwindigkeit des Abschlusses vorliegender Steuerung und einer Ventilsteuerung fällt zu Gunsten der ersteren aus. Bei 80$^{mm}$ breitem Expansionsschieber erfolgt der Abschluss während $^1/_{12}$ der Hubzeit. Bei der sehr mässig, zu 120 pro Minute angenommenen Anzahl von Umdrehungen ist die Hubdauer $\frac{60}{2 \cdot 120} = 0{,}25$ Secunden, also der Abschluss in 0,03 Secunde vollzogen. Rechnen wir nun für ein Ventil als Doppelsitzventil dieselbe freie Durchströmung ($^1/_{12}$ der Cylinderdurchschnittfläche) wie bei Schieberanordnung, so haben wir bei 200$^{mm}$ Cylinderdurchmesser einen Ventilquerschnitt von $\frac{314}{12 \cdot 2} = 13^{qcm}$, d. i. 41$^{mm}$ Durchmesser des Ventils, also einen erforderlichen Ventilhub von $\frac{41}{4} = 10^{mm}$. Fällt das Ventil frei, so ist die Zeit des Falles $t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}01}{9{,}81}} = \sqrt{0{,}002} = 0{,}047$ Secunden, gegenüber 0,03 Secunden, die der Schieber zum Abschluss gebrauchte. Zwar wird der freie Fall gewöhnlich durch Federn u. s. w. unterstützt, dagegen jedoch wieder durch Puffer gemildert, und wird das Endresultat wenig vom freien Fall verschieden sein. Zudem sind die erwähnten Mittel, Federn und Puffer, immerhin unangenehme Constructionszugaben. Im ersten Falle ist ausserdem eine Parallelverschiebung vorhanden, im letzteren Falle ein Schlag auf eine senkrecht zur Bewegungsrichtung liegende Fläche.

Das Diagramm (Tafel XXV) giebt zugleich die Controle über die kleinste, hier verwendbare Expansionsschieberbreite, deren Unterschreitung mitunter das unzulässige Nachfüllen herbeiführt. Wie aus der Figur ersichtlich, muss der Expansionsschieber bei *A* noch Deckung behalten. Der vorliegende Fall ist für einen untheilbaren Schieber gezeichnet; bei Anwendung eines getheilten Schiebers mit verstellbaren Lappen hat man ferner noch zu berücksichtigen, dass nicht durch die Lücke, welche durch das Auseinanderstellen des getheilten Schiebers entstanden, eine Nachfüllung entsteht. Eine solche Nachfüllung würde hier, wenn wir den ungetheilten, 80$^{mm}$ breiten Schieber uns in der Mitte getheilt dächten, schon nach nur geringer Auseinanderstellung beider Schieberhälften zwischen den beiden Kolbenstellungen 6 und 7 eintreten. Um diesem in der wirklichen Ausführung vorzubeugen, sind die beiden Oeffnungen des Grundschiebers auf seinem Rücken weiter auseinandergelegt, als auf der dem Cylinder zugekehrten Seite (die beiden Canäle durchdringen demnach den Grundschieber divergirend nach dem Expansionsschieber hin), und es ist so auf dem Rücken des Grundschiebers Platz zur Verbreiterung jeder Expansionsschieber-Hälfte nach der Mitte zu gewonnen. Man könnte nun zwar dieser wirklichen Ausführung durch noch weitere Verzeichnung je zweier Schiebercurven in dem Diagramm Rechnung tragen, indess empfiehlt es sich wohl der Einfachheit der Anschauung wegen, die beiden Canäle des Grundschiebers als diesen senkrecht durchdringend anzunehmen und sich dafür lieber die beiden Expansionsschieberhälften als sich in der Mittellinie übereinander schiebend (sich durchdringend) vorzustellen.

Sollten vorstehende Zeilen dazu angeregt haben, dass auch diejenigen Collegen, welche nicht speciell berufen sind, Steuerungen zu entwerfen oder zu controliren, in vorkommenden Fällen selbst die Revision in die Hand nehmen, so würde ihr Zweck erreicht sein. Die Mittel sind verhältnissmässig einfach, und die Methode, wie schon erwähnt, desshalb besonders für die Praxis zu gebrauchen, weil sie alle bezüglichen Grössen in sofort verständlicher Form enthält. Die erforderlichen Winkelgrössen werden am besten an den Bewegungen des Gestänges markirt und darnach in die Zeichnung übertragen. Die Einstellung der Schieberstangen auf ihre respectiven todten Punkte bietet praktisch keine Schwierigkeit; man achte nur darauf, den durch Verschleiss entstandenen todten Gang zu vertheilen. Die übrigen Grössen ergeben sich durch directe Abmessung, und wird das fertige Diagramm mit Leichtigkeit alle etwaigen Mängel und deren Abstellung erkennen lassen.

# Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung, bei Fundirungen, Baggerungen u. s. w.

Von **F. J. Weiss***), Ingenieur in Bremen.

Man wendet in neuerer Zeit häufiger bei Wasserbauten zum Vertiefen des Terrains unter Wasser eine Art der Förderung des Materiales an, darin bestehend, dass dieses Material von einem in einer Röhre aufwärts steigenden Flüssigkeitsstrahl (in der Regel Wasser, jedoch bei pneumatischen Fundirungen auch zuweilen Luft) mitgerissen wird und an der beliebig zu legenden Mündung der Röhre zum Ausguss gelangt, und hat mittelst dieser Förderungsart dort gute Resultate erreicht, wo die äusseren Bedingungen hierfür vorhanden waren, nämlich: ein leicht lösbares, aus möglichst kleinen einzelnen Bestandtheilen sich zusammensetzendes Bodenmaterial, bei Abwesenheit von Holzstücken u. s. w., welche zu Verstopfungen der betreffenden Apparate Anlass geben könnten; Bedingungen, welche insbesondere bei Schlamm- und Sandboden, auch noch etwa bei Kies- und leichtem Lehmboden, erfüllt sein können. Man hat so bekanntlich stellenweise

*) In Firma: Bavier, Kunz & Weiss, Bauunternehmung für pneumatische und andere Fundirungen, Brücken-, Hafen- und Brunnenbauten in Bremen.

Digitized by Google

Eimerbagger durch Pumpenbagger ersetzt, Versenkungen von röhrenförmigen Brückenpfeilern unter Wasser auf diese Art vorgenommen und auch die Förderung des Materiales bei pneumatischer Versenkung von Brückenpfeilern auf diese Art bewirkt.

Die Wirkungsweise solcher Art Förderungen lässt sich nun theoretisch untersuchen, wenn die fördernde Steigeröhre eine verticale Lage hat, was insbesondere immer bei Anwendung für Fundirungszwecke der Fall sein wird, und sollen die Beziehungen zwischen Wasserdruckhöhe, Wasserquantum und Kraftbedarf einerseits und dem zu fördernden Materialquantum, sowie dem Feinheitsgrade dessen einzelner Bestandtheile andererseits im Nachfolgenden aufgestellt werden. Es wird sich hierbei zeigen, wie scheinbar geringfügige Aenderungen irgend eines dieser Momente ganz erheblich auf den Betrieb einwirken, ja selben unmöglich machen können, wodurch sich einerseits das häufige Versagen der betreffenden Apparate erklärt, andererseits aber auch hervorgeht, welche Bedingungen solche Apparate erfüllen müssen, um den Betrieb selbst unter wechselnden äusseren Umständen zu sichern. Im Uebrigen möchte diese Arbeit noch Praktiker, die solche Fundirungen ausführen, veranlassen, entsprechende Daten zu sammeln, auf die noch hingewiesen werden wird.

Wir gehen bei unserer Betrachtung von folgender bekannter Thatsache aus: Fällt ein fester Körper unter dem Einfluss der (constanten) Schwerkraft in einem flüssigen Medium (Luft oder Wasser), und wirkt auf ihn keine weitere Kraft ein, so nimmt er eine beschleunigte Bewegung mit abnehmender Zunahme an Geschwindigkeit an und erlangt dann bald eine constante Sinkgeschwindigkeit.

Diesen Vorgang kehren wir um. Lassen wir in einer Röhre einen Flüssigkeitsstrom nach aufwärts steigen und werfen den festen Körper hinein, so wird dieser Körper

frei schweben, fallen oder steigen,

je nachdem die Geschwindigkeit der Flüssigkeit

gleich, kleiner oder grösser

ist, als die oben berührte constante Sinkgeschwindigkeit. Auf dieser Thatsache beruht jede (verticale) Förderung fester Körper durch einen (vertical) bewegten Flüssigkeitsstrom.

Wir müssen nun noch eine Annahme bezüglich der geometrischen Gestalt unserer festen Körper machen, um gewisse Coefficienten, welche für die Bewegung solcher Körper in widerstehenden Mitteln für verschiedene Körperformen ermittelt worden sind, für unseren Fall anwenden zu können. Da wir es nun hauptsächlich mit Schlamm und Sand zu thun haben, so wird die Annahme, unsere Körper haben Kugelform, die zutreffendste sein, und halten wir an dieser Annahme durchweg fest.

Abschnitt I.

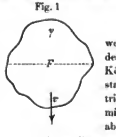
## Bestimmung der constanten Sinkgeschwindigkeit frei fallender Körper in widerstehenden flüssigen Medien.

Ist:

$F$ der grösste Querschnitt, senkrecht zur Bewegungsrichtung,
$V$ das Volumen
$s$ die Dichte } des fallenden Körpers,
$G = Vs$ das Gewicht
$v$ die relative Geschwindigkeit des Körpers gegenüber dem Medium,
$\gamma$ die Dichte des letzteren ($1000^{kg}$ für Wasser; $1,293^{kg}$ für Luft),
$k$ ein Erfahrungscoefficient,

so setzt man allgemein den Widerstand $L$, den das Medium der Bewegung des Körpers entgegensetzt:

Fig. 1




$$L = kF\frac{v^2}{2g}\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Wirkt nun auf den Körper als bewegende Kraft nur die Schwerkraft, also dessen Gewicht $G = sg$, so fällt der Körper unter Berücksichtigung des Widerstandes des Mediums, ferner des Auftriebes, den er durch dasselbe erleidet, mit einer resultirenden Kraft $P$ nach abwärts:

$P$ = Gewicht — Auftrieb — Widerstand,
also $P = Vs - V\gamma - L$,
oder $P = V(s-\gamma) - kF\frac{v^2}{2g}\gamma$,

und es ist die Acceleration $p = \frac{P}{m} = P\frac{g}{G}$

$$p = \frac{Vg}{G}(s-\gamma) - \frac{kFv^2\gamma}{2G} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Die Acceleration nimmt also mit wachsendem $v$ ab und wird sonach nach einer gewissen Zeit gleich Null, d. h. die Bewegung geht aus einer beschleunigten mit abnehmender Zunahme an Geschwindigkeit über in eine gleichförmige Bewegung mit der constanten Sinkgeschwindigkeit $a$, welche wir aus Gl. (2) finden, indem wir $p = o$ und $v = a$ setzen. Wir erhalten so:

$$a = \sqrt{\frac{2gV}{kF}\cdot\frac{s-\gamma}{\gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Für Luft ist $\gamma$ so klein gegenüber $s$, dass $s-\gamma = s$ gesetzt werden kann, womit sich für Luft und feste Körper ergiebt:

$$a = \sqrt{\frac{2gV s}{kF\gamma}} = \sqrt{\frac{2gG}{kF\gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Da wir kugelförmig gestaltete Körper voraussetzen, so ist

$V = \frac{4}{3}\pi\cdot r^3$ und $F = \pi\cdot r^2$,

welche Werthe, in Gl. (3) eingesetzt, ergeben:

$$a = \sqrt{\frac{8}{3}\cdot\frac{g}{k}\cdot\frac{s-\gamma}{\gamma}\cdot r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Wir sehen aus dieser Gleichung vor allem, dass die constante Sinkgeschwindigkeit $a$ von Kugeln proportional ist der Quadratwurzel aus ihrem Radius, und es wird demnach z. B. eine vierfach so grosse Kugel zweimal so schnell fallen, als eine Kugel von der einfachen Grösse (von demselben Material und in demselben Medium). Dieses gilt für Luft und für Wasser, für specifisch leichte wie für specifisch schwere Kugeln.

### Wahl des Erfahrungscoefficienten $k$.

Redtenbacher giebt diesen Werth für Kugeln an zu
$k = 0{,}67 + 0{,}00074\,a$,
also etwas wachsend mit $a$,
z. B. für $a = 1^m$ $10^m$ $100^m$
$k = 0{,}67$ $0{,}68$ $0{,}74$.

Laut Grashof's Anmerkungen zu Redtenbacher's Resultaten ist nach Versuchen von Borda und von Hutton für mässige Geschwindigkeiten (also gerade unser Fall) bei Wasser
$k = 0{,}58$ constant.

Nach Piobert ist für Kugeln von 100 bis $200^{mm}$ Durchmesser im Wasser
$k = 0{,}47$;
dagegen für Geschützkugeln in der Luft
$k = 0{,}45\ (1 + 0{,}0023\,a)$,
z. B. für $a = 100^m$ $500^m$
$k = 0{,}53$ $0{,}91$.

Digitized by Google

Wir nehmen aus allen diesen Werthen $k$ constant an und zwar

$$k = 0{,}50\ ^{*}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Unter dieser Annahme und für $g = 9{,}81^{m}$ geht Gl. (5) über in die allgemein für Kugeln gültige Gleichung

$$a = 7{,}9\sqrt{\frac{s-\gamma}{\gamma}}\cdot\sqrt{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

in welche für Wasser $\gamma = 1000^{kg}$,
für Luft $\gamma = 1{,}293^{kg}$ zu setzen ist.

Die Dichte**) der den Sand etc. bildenden mineralischen Substanz nehmen wir an zu $s = 2500^{kg}$. Es ist sonach

für Stein und Wasser

$$\sqrt{\frac{s-\gamma}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2500-1000}{1000}} = \sqrt{1{,}5} = 1{,}22,$$

für Stein und Luft

$$\sqrt{\frac{s-\gamma}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2500-1{,}293}{1{,}293}} = \infty\sqrt{\frac{2500}{1{,}293}} = 44,$$

oder:

$$a^{\text{Stein}}_{\text{Wasser}} = 7{,}9\cdot 1{,}22\sqrt{r} = 8{,}8\sqrt{r} \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

$$a^{\text{Stein}}_{\text{Luft}} = 7{,}9\cdot 44\sqrt{r} = 317\sqrt{r} \quad . \quad . \quad (9).$$

Hiermit erhält man folgende Tabelle, enthaltend die constanten Fallgeschwindigkeiten $a$ für Steinkugeln verschiedener Grösse (von feineren Sandkörnern bis zu gröberem Kiese) in Wasser und Luft.

Tabelle I.

| $r =$ | 0,00025 | 0,0005 | 0,001 | 0,005 | 0,010 | 0,05 | $0{,}10^{m}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $d =$ | $^1/_2$ | 1 | 2 | 6 | 20 | 100 | $200^{mm}$ |
| $\sqrt{r} =$ | 0,016 | 0,022 | 0,032 | 0,055 | 0,10 | 0,22 | 0,32 |
| $a_{\text{Wasser}} =$ | 0,14 | 0,19 | 0,28 | 0,48 | 0,88 | 1,93 | 2,82 pro" |
| $a_{\text{Luft}} =$ | 5,10 | 7,00 | 10,10 | 17,40 | 31,70 | 70 | 101" pro" |

Werfen wir sonach Sand, dessen Körner z. B. $1^{mm}$ dick sind, in ruhendes Wasser, so sinkt er mit einer constanten Geschwindigkeit $a = 0{,}19^{m}$ zu Boden, während Steinkiesel von $\infty\ 200^{mm}$ Dicke mit einer Geschwindigkeit $a = 2{,}82^{m}$ zu Boden sinken würden.

Umgekehrt: Werfen wir in einen mit der Geschwindigkeit $a = 0{,}19^{m}$ vertical aufsteigenden Wasserstrahl Sandkörner von $1^{mm}$ Korngrösse oder in einen mit der Geschwindigkeit $a = 2{,}82^{m}$ vertical aufsteigenden Wasserstrahl Steinkiesel von $\infty\ 200^{mm}$ Dicke, so bleiben die Sandkörner, resp. Steinkiesel in dem aufsteigenden Wasserstrahl gerade schweben.

*) Aus Gl. (5) sehen wir, dass die constante Sinkgeschwindigkeit $a$ umgekehrt proportional der Wurzel aus $k$ ist, also

$$\frac{a}{a_1} = \sqrt{\frac{k_1}{k}}.$$

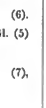
Ist z. B. $k = 0{,}50$ und $k_1 = 0{,}70$, so wird:

$$\frac{a}{a_1} = \sqrt{\frac{0{,}70}{0{,}50}} = \sqrt{1{,}40} = 1{,}18,$$

d. h. ziemlich grosse Aenderungen (hier z. B. 40 pCt.) in der Wahl des Coefficienten $k$ beeinflussen den Werth von $a$ doch nur in geringerem Maasse (z. B. hier um 18 pCt.).

**) Diese Dichte ist nicht zu verwechseln mit der mittleren Dichte des lose aufgeschütteten Sandes inclusive der Zwischenräume.

Fig. 2




Allgemein aber ergiebt sich Folgendes. Ist:

$v$ die absolute Geschwindigkeit des vertical aufsteigenden Flüssigkeitsstrahles,

$a$ die nach Früherem berechnete constante Sinkgeschwindigkeit einer Kugel vom Radius $r$,

so ist die absolute Geschwindigkeit $u$, mit der die Kugel sich in verticaler Richtung aufwärts bewegt,

$$u = v - a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10),$$

und es wird $u$ positiv, Null oder negativ,
d. h. die Kugel wird steigen, schweben oder fallen,
je nachdem $v > a$, $v = a$ oder $v < a$

ist*). Als erstes Resultat erhalten wir sonach:

Die Geschwindigkeit $v$ des (Sand etc.) fördernden Flüssigkeitsstromes wird für gröberes Material eine grössere sein müssen als für feineres; damit also keine Verstopfungen in der Steigeröhre durch Ansammlung von zurückbleibenden gröberen Steinkörpern eintreten können, muss diese Geschwindigkeit des fördernden Flüssigkeitsstrahles nach den gröbsten Theilen des jeweilig zu fördernden Materiales bemessen werden.

Im Verlaufe unserer Arbeit wird sich übrigens zeigen, dass diese Geschwindigkeit sich dem Feinheitsgrade des Materiales von selbst anpasst.

Von nun an betrachten wir hier nur noch Steinkugeln in Wasser. Da hierfür nach Gl. (8) $a = 8{,}8\sqrt{r}$, so ist

$$u = v - 8{,}8\sqrt{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

(Uebrigens ist auch $a$ die Wassergeschwindigkeit, die an der Sohle eines behufs Wassergewinnung in Sand gesetzten Brunnens nicht überschritten werden darf, wenn sich der Brunnen nicht mit Sand füllen soll. Hierbei ist dann natürlich, umgekehrt wie oben, die Grösse des feinsten vorkommenden Sandes maassgebend. Es ist dies ein Umstand, der auch nicht immer gehörig gewürdigt wird.)

Jede Materialförderung mittels eines verticalen Flüssigkeitsstromes wird nun hinsichtlich der Bewegung in der Steigeröhre einen Verlauf nehmen, der den oben entwickelten Geschwindigkeitsverhältnissen folgt. Die verschiedenen Systeme solcher Materialförderungen unterscheiden sich principiell nur in der Art, wie das Material in das untere Rohrende eingeführt wird. Das Material kann dem Rohrende von selbst zufallen oder aber ihm durch besondere Mittel zugeführt werden. Auf diese letzteren Unterscheidungen treten wir nicht weiter ein, sondern gehen über zu

## Abschnitt II.

## Untersuchung der Bewegung eines Gemenges von Wasser und Sand in einer verticalen Steigeröhre.

Es sei:

$h$ die Druckhöhe des verwendeten Wassers, am untern Ende der Steigeröhre,

*) Die constante Sinkgeschwindigkeit von schmiedeeisernen Kugeln in Wasser finden wir aus Gleichung (7) mit Einsetzung von $\gamma = 1000$ und $s = 7700$

$$a = 18{,}7\sqrt{r},$$

also für $r = 0{,}01$ $0{,}05$ $0{,}10^{m}$,
$a = 1{,}87$ $4.10$ $6{,}60^{m}$ pro Secunde.

Sobald $v > a$, werden also solche Kugeln durch einen Wasserstrom mit emporgehoben. Es ist hieraus ersichtlich, wie bei einigen betroffenen Brückenpfeiler-Fundationen ganz leicht eiserne Bolzen mitgehoben werden konnten, was überall, wo von derartigen Fundationen die Rede, als interessante Thatsache erwähnt wird. Dass zu solcher Hebung noch keine übermässigen Wassergeschwindigkeiten $v$ erforderlich sind, geht aus Vorstehendem deutlich hervor.

Digitized by Google

$f$ der Querschnitt des Steigerohres,
$v$ die absolute Geschwindigkeit des steigenden Wassers,
$a$ die relative Geschwindigkeit des mitgerissenen Sandes, mit der er zurücksinkt,
$u = v - a$ die absolute Steigegeschwindigkeit des Sandes,
$\mu$ ein Coefficient, der angiebt, der wievielte Theil der ganzen Querschnittsfläche $f$ vom Sande eingenommen wird, demnach
$(1-\mu)f$ der restirende Wasserquerschnitt,
$Q_s = \mu f u$ das pro Secunde geförderte Sandquantum,
$Q_w = (1-\mu) f v$ das pro Secunde geförderte Wasserquantum,
$h_w$ derjenige Theil der Gesammtdruckhöhe $h$, der zur Ueberwindung der hydraulischen Widerstände der Bewegung des Wassers in der Steigeröhre, sowie zur Erhaltung dieser Bewegung selber dient; also

$$h_w = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta + \zeta_r \frac{l}{d}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

worin
$\zeta$ einen Widerstandscoefficienten für besondere Widerstände (durch Ein- und Austritt des Wassers, durch Krümmungen, etc.),
$\zeta_r$ aber den Reibungscoefficienten des Wassers an den Wänden der (rund gedachten) Röhre von der Länge $l$ und der Weite $d$ bedeutet;
$h_s = h - h_w$ der restirende Theil der Druckhöhe $h$, der speciell zur Förderung des Sandes in dem Steigerohre verwandt wird.

### Bestimmung der Widerstandshöhe $h_w$.

Dadurch, dass das Wasser auf seinem Wege eine gewisse Menge Sand, Kies u. s. w. mitzunehmen hat, entstehen dreierlei Widerstände:

a) Während das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit $v$ steigt, sinkt durch dieses selbe Wasser eine gewisse Quantität Sand mit der relativen Geschwindigkeit $a$ zurück. Der daher rührende Widerstand kann aufgefasst werden, als ob dadurch zwischen Wasser und Sand eine gewisse Reibung erzeugt würde, welche eben gerade genügt, um den Sand noch mit der absoluten Geschwindigkeit $u = v - a$ mit in die Höhe zu nehmen. Dieser Widerstand ist daher gleich dem früher (Gl. 1) bestimmten Widerstande $L$ des Mediums, wenn wir $v = a$ setzen (wobei $a$ aus Gl. 3 zu entnehmen). Es wird dann

$$L = \frac{k F}{2} \frac{2g}{g k F} \frac{V}{F} \cdot \frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma} \cdot \gamma = V(\varepsilon - \gamma) \quad . \quad . \quad (13).$$

Dieses bezieht sich auf das Innere des Gemengestromes. Aber es werden auch längs den Wänden des Steigerohres Sandkörner anstossen und dadurch wird

b) ein weiterer Widerstand durch vermehrte Reibung des Gemenges an der Rohrwandung entstehen. Dieser Reibungswiderstand wird der zwischen festen Körpern auftretende sein, sich also berechnen aus dem Produete von gegenseitigem Druck und Reibungscoefficient. Bei verticalen Röhren ist aber der erste Factor gleich Null, somit dieser Reibungswiderstand überhaupt gleich Null.

Dieses ist der Grund, warum wir uns auf verticale Förderung beschränken; für schräg oder horizontal liegende Röhren würde dieser Reibungswiderstand nicht gleich Null sein, sich aber auch schwerlich mit irgend welcher Zuverlässigkeit berechnen lassen.

Freilich wird nun thatsächlich dieser Widerstand nicht gänzlich wegfallen; die Bewegung der Sandkörner wird nicht eine vollkommen parallel mit der Rohrachse verlaufende sein; auftretende wirbelnde Bewegungen werden die Sandkörner zum Anprallen gegen die Rohrwände bringen. Den daher rührenden Widerstand können wir etwa dadurch berücksichtigen, dass wir den Reibungscoefficienten $\zeta_r$ in Gl. (12) zwischen Wasser und Rohrwand grösser annehmen, gleichsam als ob die Rohrwandung rauher sei. $\zeta_r$ ist etwas abhängig von $v$ und zwar wird nach Weisbach (bei reinem Wasser) für

| $v =$ | 0,3 | 0,5 | 1 | 5 | 10 | 15 m |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\zeta_r =$ | 0,044 | 0,039 | 0,034 | 0,019 | 0,017 | 0,017. |

Die Abhängigkeit des Coefficienten $\zeta_r$ von $v$ macht sich also bei kleineren Geschwindigkeiten mehr bemerkbar als bei grösseren. Die in unserem Falle in Betracht kommenden Gesehwindigkeiten werden wohl meistens innerhalb der Grenzen $v = 0{,}5^m$ bis $v = 5^m$ liegen, und setzen wir im Mittel (für reines Wasser)

$$\zeta_r = 0{,}034 \quad \text{constant.}$$

Dieser Coefficient soll durch innere Rauhigkeit der Röhren bis auf das 2,1fache anwachsen (s. Grashof's Anmerkungen zu Redtenbacher's Resultaten), so dass für unseren Fall

$$\zeta_r = 2{,}1 \times 0{,}034 = 0{,}05 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14).$$

Besondere weitere Widerstände im Steigerohre, wie Verengungen durch Hähne, plötzliche Richtungsänderungen u. s. w., wird man bei dieser Art Förderung immer zu vermeiden suchen, und nehmen wir auch an, es seien keine solchen vorhanden.

c) Ein letzter Theil der Widerstandshöhe $h_w$ wird noch verwendet zur Erzeugung der absoluten Geschwindigkeit $u$ des Sandes.

Sonach berechnet sich diese Widerstandshöhe $h_w$ (indem wir die Reibung an der Rohrwand, wie unter b) ausgeführt, bei der Widerstandshöhe $h_w$ mit berücksichtigen) aus folgender Arbeitsgleichung: Es muss das Product aus dem Gewichte des pro Secunde zufliessenden Wassers und der verlorenen Druckhöhe $h_w$ gleich sein dem Producte aus dem Widerstande $L$ und der Hubhöhe $H$*), vermehrt um die lebendige Kraft des Sandes, also

$$Q_w \gamma h_w = V(\varepsilon - \gamma) H + \frac{Q_s(\varepsilon - \gamma)}{g} \cdot \frac{u^2}{2}.$$

$V$ ist aber identisch mit $Q_s$; daher

$$h_w = \frac{Q_s}{Q_w} \cdot \frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma} \left(H + \frac{u^2}{2g}\right).$$

Die Grösse $\frac{u^2}{2g}$ wird in den meisten Fällen gegenüber $H$ vernachlässigt werden können; setzen wir ferner das Verhältniss von Sand zu Wasser

$$\frac{Q_s}{Q_w} = \lambda \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15),$$

und nennen dieses $\lambda$ den Sättigungscoefficienten des Wassers mit Sand (im Gegensatze zu dem Querschnittscoefficienten $\mu$); so ergiebt sich

$$h_w = H \frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma} \lambda \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

Die Widerstandshöhe $h_w$ ist also proportional dem Sättigungscoefficienten $\lambda$, und da dieser alle Werthe zwischen 0 und $\infty$ annehmen kann, so kann auch die Widerstandshöhe $h_w$ von 0 bis $\infty$ wachsen.

Stellen wir die zur Beurtheilung der Bewegung eines Gemenges aus Sand und Wasser im Steigerohre dienenden Gleichungen zusammen, so ist

$$h = h_w + h_s,$$

*) Der in der zu Grunde gelegten Skizze (Fig. 3) ersichtliche obere heberförmige Theil des Steigerohres hat auf die Hubhöhe $H$ und auf die Widerstandshöhe $h_w$ keinen Einfluss. Auf der einen Seite werden die Sandkörper auf die Bewegung in demselben Masse fördernd einwirken, als sie auf der anderen Seite hindernd einwirken.

Digitized by Google

oder Druckhöhe

$$h = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta + \zeta_r \frac{l}{d}\right) + H\frac{s-\gamma}{\gamma}\lambda \quad . \quad (17),$$

hieraus Wassergeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2g\left(h - H\frac{s-\gamma}{\gamma}\lambda\right)}{1 + \zeta + \zeta_r \frac{l}{d}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18),$$

gefördertes Sandquantum pro Secunde

$$Q_s = \mu f u = \mu f (v - a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19),$$

wobei $a$ aus Gleichung (8) zu berechnen.

Sättigungscoefficient $\lambda$ und Querschnittscoefficient $\mu$ stehen zu einander in der Beziehung

$$\lambda = \frac{Q_s}{Q_w} = \frac{\mu f u}{(1-\mu) f v} = \frac{\mu (v-a)}{(1-\mu) v},$$

und hieraus

$$\lambda = \frac{1 - \frac{a}{v}}{\frac{1}{\mu} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20),$$

$$\mu = \frac{\lambda}{\lambda + 1 - \frac{a}{v}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21).$$

Das Verhältniss $\frac{a}{v}$, ebenso der Coefficient $\mu$, liegen immer innerhalb der Grenzen 0 bis 1; hiermit schwankt dann der Werth des Coefficienten $\lambda$ aus Gleichung (20) zwischen den Grenzen 0 bis $\infty$, wie aus folgender Tabelle ersichtlich.

Tabelle II.

| $\frac{a}{v} =$ | 1 | 0,9 | 0,7 | 0,5 | 0,3 | 0,1 | 0 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\mu = 1$ | $\frac{0}{0}$ | $\infty$ | $\infty$ | $\infty$ | $\infty$ | $\infty$ | $\infty$ |
| 0,9 | 0 | 0,90 | 2,70 | 4,50 | 6,30 | 8,10 | 9,00 |
| 0,7 | 0 | 0,32 | 0,70 | 1,17 | 1,63 | 2,10 | 2,33 |
| 0,5 | 0 | 0,10 | 0,30 | 0,50 | 0,70 | 0,90 | 1,00 |
| 0,3 | 0 | 0,04 | 0,12 | 0,21 | 0,30 | 0,38 | 0,42 |
| 0,1 | 0 | $0{,}01_{23}$ | $0{,}03_{23}$ | $0{,}05_{55}$ | $0{,}07_{77}$ | 0,10 | $0{,}11_{11}$ |
| 0 | $\frac{0}{\infty}$ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

### Wasser- und Kraftbedarf. Nutzeffect.

Das effectiv pro Secunde in das untere Ende des Steigerohres eintreten müssende Wasserquantum beträgt nach Gl. (15)

$$Q_w = \frac{Q_s}{\lambda} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22);$$

es ist somit im Allgemeinen das oben in das Druckrohr zuzupumpende Wasserquantum

$$Q_w' = q\, Q_w \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23),$$

worin $q > 1$, und wird dieser Coefficient $q$ insbesondere vom System der Anlage abhängen. Bei Anlagen, wie z. B. dem „Brodnitz & Seydel'schen Centrifugalpumpenbagger", oder bei Anlagen mit Zugrundelegung des Injectorprincipes wird unten kein Druckwasser verloren gehen, d. h. dort wird $q = 1$ sein. Bei Anlagen hingegen, wie die in Fig. 3 skizzirte, kann aber $q$, bis zu unbestimmter Grösse anwachsen, wird indess im Allgemeinen mit wachsendem Fortschritt der Versenkung in den Boden abnehmen.

Mit Bezug auf die Skizze, Fig. 3, ist dann die Höhe, auf welche das Druckwasser gehoben werden muss, $= h + h_w$.

Die effectiv von der Maschine an das Pumpwerk abzugebende Arbeit $N$ (Pferdestärken) ist dann, wenn der Nutzeffect der Pumpen $= \eta_p$ ist (in diesem $\eta_p$ sollen alle Widerstände des Druckwassers bis nach erfolgtem Eintritt in das untere Ende des Steigerohres berücksichtigt gedacht werden, insbesondere also die Widerstände in den Pumpen und zugehörigen Rohrleitungen, die Widerstände im Fallrohre und eventuell besondere Widerstände zum Lösen des Bodens vor dem Eintritt in das Steigerohr):

$$N = \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{\varphi Q_w (h + h_w)\, 1000}{75} \quad (24).$$

Der mechanische Nutzeffect $\eta$ der ganzen Förderungsanlage ist dann gleich dem Producte aus dem Gewicht des pro Secunde geförderten Sandes (abzüglich des Auftriebes) und dessen Hubhöhe, dividirt durch die aufgewendete Arbeit, d. h. durch 75 $N$; also

$$\eta = \eta_p \frac{Q_s (s - 1000)\, H}{\varphi\, Q_w (h + h_w)\, 1000} \quad (25).$$

Es war aber $\frac{Q_s}{Q_w} = \lambda$, ferner $h = h_w + h$, oder mit Berücksichtigung von Gl. (16) $h = h_w + H\frac{s-1000}{1000}\lambda$, demnach kann Gl. (25) geschrieben werden:

$$\eta = \frac{\eta_p}{\varphi} \cdot \frac{s - 1000}{1000} \cdot \frac{1}{\frac{h_w + h_s}{\lambda H} + \frac{s - 1000}{1000}} \quad . \quad (26).$$

Hieraus ist vor Allem ersichtlich, dass der Nutzeffect $\eta$ um so grösser wird:

1) je grösser $\lambda$, d. h. je gesättigter das Wasser mit Sand ist,
2) je grösser $H$, d. h. je grösser die totale Förderhöhe des Materiales ist.

Wird das Material nur bis an die Wasseroberfläche gehoben, resp. mittelst Hebers wieder unter diese hinabgeleitet, so ist mit Rücksicht auf Fig. 3 in Gl. (25) $h_w = 0$ zu setzen, und es wird für diesen Fall:

$$\eta = \frac{\eta_p}{\varphi} \cdot \frac{s - 1000}{1000} \cdot \frac{H}{h}\lambda = \frac{\eta_p}{\varphi} \cdot \frac{h_s}{h} \quad . \quad (27).$$

Da wir nun hier nur die Vorgänge im Steigerohre allein betrachten wollen, so ist $\varphi = 1$ und $\eta_p = 1$ zu setzen, und man erhält aus Gl. (24) für die Förderung im Steigerohre

$$N = \frac{Q_w \cdot 1000\,(h + h_w)}{75} \quad . \quad . \quad . \quad (28),$$

zu welcher Arbeit, um die nöthige Maschinenkraft zu erhalten, noch zu addiren wären:

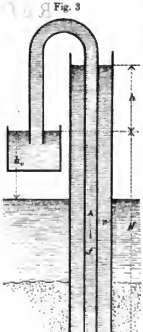
die Reibungsarbeit der Pumpen und Rohrleitungen bis zum Steigerohre hin; die etwa nöthige Arbeit zum Auflockern des Bodens (z. B. bei den Centrifugalpumpenbaggern von Brodnitz & Seidel die Betriebsarbeit der unterhalb der eigentlichen Pumpe befindlichen Wühlschaufeln) und die in dem unten etwa verloren gehenden Druckwasser enthaltene Arbeit, wenn $q > 1$ ist.

Analog wird der Nutzeffect der Förderung in der Steigeröhre aus Gl. (25) erhalten:

$$\eta = \frac{s - 1000}{1000} \cdot \frac{H}{h + h_w}\lambda = \frac{h_s}{h + h_w} \quad . \quad (29).$$

(Fortsetzung folgt.)

Fig. 3




Digitized by Google

# Referate.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Röhrendampfkessel mit Ten-Brink'scher Feuerung,** von Gebr. Decker & Co. in Cannstatt. D. R.-Patent No. 8213 vom 4. December 1879. Die sehr günstigen Resultate, welche mit der Ten-Brink'schen Feuerung bisher bei eingemauerten Kesseln erzielt worden*), sind durch die patentirte Construction auch auf transportable und locomobile Kessel übertragen, und zwar auf liegende von 5 bis 30$^{qm}$ Heizfläche und auf stehende von 5 bis 20$^{qm}$ Heizfläche, mit 12 bis 18$^{kg}$ Wasserverdampfung pro Quadratmeter Heizfläche. Fig. 1 stellt einen liegenden Kessel mit Rauchröhren dar; mit ebensolchen Röhren sind auch die stehenden Kessel Fig. 2 versehen, oder auch, wie in Fig. 3, mit Field-Röhren.

Fig. 1

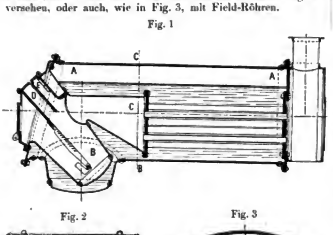



Fig. 2

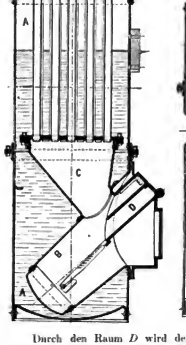
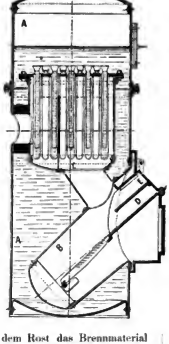



Fig. 3




Durch den Raum *D* wird dem Rost das Brennmaterial zugeführt. Die aus demselben entwickelten Brenngase bewegen sich über dasselbe hinaufsteigend und verursachen dadurch dessen Entzündung und Bildung von sauerstoffarmen Gasen an der oberen Kohlenschicht. Zu diesen Gasen wird durch die Luftklappe *E* frische Luft zugeführt, und werden dieselben unter Einwirkung des unteren Feuers zu Kohlensäure verbrannt. Die Rohrsysteme sind mit dem Kesselmantel so verschraubt, dass dieselben leicht herausgenommen und gereinigt werden können. R. W.

*) Wir verweisen unter Anderem auf die von Prof. Teichmann gemachten und in Bd. XXI, S. 461 d. Z. veröffentlichten Versuche an einem von den Gebr. Decker & Co. gebauten Dampfkessel von 80$^{qm}$ Heizfläche.

## Brennerei und Brauerei.

**Kraftverbrauch in Brennereien.** Die Civil-Ingenieure O. Hillig und H. Gossen haben im Mai d. J. in der Brennerei auf Eichwerder bei Soldin (im Jahre 1879 von H. Pauksch in Landsberg a/W. erbaut) die nachstehenden Versuche zur Bestimmung des Kraftbedarfs der einzelnen Apparate angestellt.

Die Brennerei, zu einem Betriebe von 2 × 35 Ctr. Kartoffeln eingerichtet, besitzt:

Gährungsbottiche von 2200$^{l}$ Inhalt;
eine Dampfmaschine von 200$^{mm}$ Durchmesser, 400$^{mm}$ Hub, 130 Umdrehungen pro Minute, 4 bis 5 Atm. wirksamer Dampfdruck, $^{3}/_{4}$ bis $^{4}/_{5}$ Füllung;
einen Röhren-Dampfkessel (System H. Pauksch) von 1412$^{mm}$ Durchmesser, 3767$^{mm}$ Länge, 53$^{qm}$ Heizfläche, 6 Atm. Ueberdruck;
einen Universal-Maischapparat (System H. Pauksch) von 2200$^{mm}$ Durchmesser, der 2200$^{l}$ Maische in einer Füllung verarbeiten kann. Das Flügelrad macht 300 Umdrehungen pro Minute;
einen Kartoffeldämpfapparat (System Henze) von 2225$^{l}$ Inhalt;
eine Pumpe für reife Maische von 105$^{mm}$ Kolbendurchmesser und 210$^{mm}$ Hub;
eine Pumpe für süsse Maische von 80$^{mm}$ Kolbendurchmesser, mit bis zu 210$^{mm}$ verstellbarem Hube;
eine doppeltwirkende Wasserpumpe von 105$^{mm}$ Kolbendurchmesser, 210$^{mm}$ Hub;
eine Kartoffelwaschmaschine mit Elevator und
eine Malzquetsche.

Am ersten Versuchstage wurden zwei Maischungen (à 1750$^{kg}$ Kartoffeln) gemacht und ein Bottig abgebrannt; am zweiten Tage wurde eine Maischung gemacht und zwei Bottige abgebrannt. Die Maische im Gährungsbottige hatte eine Saccharometer-Anzeige von 18,5 Balling; der Maischapparat maischte bei 300 Umdrehungen sehr intensiv, die Maische war durchaus fein.

Zur Bestimmung des Kraftbedarfes wurden von der leerlaufenden Dampfmaschine einschliesslich Transmission, sodann von jeder einzelnen, in voller Arbeit befindlichen Arbeitsmaschine einschliesslich Dampfmaschine und Transmission Indicatordiagramme genommen und bei letzteren mit Rücksicht auf die vergrösserte Reibung in Maschine und Transmission der zuerst gefundene Kraftbedarf für den Leerlauf, durchschnittlich im Verhältniss 1 : 1,08 vergrössert, in Rechnung gestellt. Unter Zugrundelegung dieses Verhältnisses ergab sich der erforderliche Kraftbedarf für die einzelnen Apparate wie folgt:

| | | |
|---|---|---|
| Pumpe für reife Maische . . . | 0,46 | effective Pferdestärken |
| „ „ süsse „ . . . | 0,33 | „ „ |
| Wasserpumpe . . . . . | 0,70 | „ „ |
| Malzquetsche . . . . . | 2,46 | „ „ |
| Kartoffel-Waschmaschine und Elevator . . . . . | 0,60 | „ „ |
| Universal-Maischapparat . . . | 3,80 | „ „ |
| zusammen | 8,35 | „ „ |

Der Kohlenverbrauch (Steinkohle aus Grube Florentine bei Benthen O/S) stellte sich auf 3,3 bis 3,8$^{kg}$ pro indicirte Pferdestärke und Stunde (behufs genauerer Ermittelung wurde der für den Brennereibetrieb selbst erforderliche Dampf eigens in einer besonders aufgestellten Locomobile erzeugt). Das Verhältniss der indicirten Pferdestärken zu den effectiven stellte sich wie 11,3 : 8,35, so dass pro effective Pferdestärke im Mittel 4,3$^{kg}$ Steinkohle verbraucht wurden.

Es absorbirt demnach speciell der Universal-Maischapparat pro Stunde seines Betriebes 3,8 × 4,3 = 17,3$^{kg}$ Steinkohle, und da die Zeit für eine Maischung zwischen 50 und 60 Minuten schwankt, so ist der Totalaufwand für den Betrieb des Universal-Maischapparates pro Maischung rund 15$^{kg}$ Steinkohle.



Digitized by Google

Auf den Kraftbedarf dieses Maischapparates, welch ersterer in anderen Brennereien bedeutend höher gefunden wurde, hat, wie Dr. M. Delbrück, Vorsteher der Versuchsstation des Vereines der Spiritusfabrikanten, hervorhebt, einen besonderen Einfluss:

1) Die Flügelform des Apparates. Der Kraftbedarf ist um so geringer, je mehr die Flügel nur centrifugirend, je weniger sie schneidend, d. h. die Maische zerkleinernd und verfeinernd arbeiten. Das Flügelrad in Eichwerder hatte einen Durchmesser von 33$^{cm}$, dessen Flügel bis auf 15$^{cm}$ Durchm. eine verticale Stellung gegen die Grundscheibe, dann bis nach dem Rande hin unter 45° gegen die Grundscheibe geneigte Flächen besassen.

2) Die mechanische Beschaffenheit der Maische. Eine dünne Maische aus stärkereichen Kartoffeln erfordert weniger Kraft als eine concentrirte Maische aus stärkearmen Kartoffeln, und zwar scheint der Mehrkraftbedarf mit einer dicker und dicker werdenden Maische unverhältnissmässig zu wachsen, so dass Centrifugalmischapparate mit hoher Umdrehungszahl für sehr dicke Maischen als ungeeignet bezeichnet werden müssen.

3) Die Höhe der Maischsäule über dem Flügelrade. 60 bis 65$^{cm}$ hat sich in dieser Beziehung als für die Ausführung empfehlenswerth erwiesen, während Maischhöhen über 70$^{cm}$ von dem Pauksch'schen Flügelrade nur mit grosser Kraft bewältigt werden können. (Ztschr. f. Spiritusindustrie. No. 20 vom 15. October 1880, S. 285.) W. B.

## Schiffbau.

**Stahl im Schiffbau.** Seit einigen Jahren macht die Anwendung des Stahles im Schiffbau, besonders in England, bedeutende Fortschritte, nicht allein bei den flachgehenden Flussdampfern, sondern auch bei den Seedampfern sowohl der Handels- als auch der Kriegsflotte. Im letztvergangenen Jahre ist auf den hervorragendsten englischen Werften der Stahl in solchen Quantitäten verarbeitet worden, wie noch in keinem Jahre vorher. Eine einzige Werft bei Glasgow hat bis jetzt schon gegen 70000 Tonnen Stahl zu Schiffbauzwecken verbraucht und allein im vorigen Jahre zehn neue Stahlschiffe erbaut, darunter einen Dampfer von über 4000 t, welcher als das grösste bis jetzt in Stahl ausgeführte Handelsschiff betrachtet wird. Auch wurden in England überhaupt im vergangenen Jahre nicht weniger als 160 Dampfer mit Stahlkesseln versehen.

Bis vor Kurzem bestand ein grosses Vorurtheil gegen die Anwendung des Stahles zu Schiffbauzwecken, indem derselbe während des Bearbeitens, besonders bei dem Lochen und Nieten, grossen Veränderungen in seinem Gefüge unterworfen war, welche ihn spröde machten und hierdurch verursachten, dass er trotz seiner bedeutend grösseren Festigkeit vor der Verarbeitung dem Schiffskörper eine geringere Sicherheit verlieh, als wenn derselbe in Eisen erbaut worden wäre. Man benutzte daher früher den Stahl fast nur zu den inneren Verbänden der Schiffe, nicht aber auch zur äusseren Beplattung.

Nachdem jedoch neuerdings Stahlsorten im Grossen und in allen für Schiffbauzwecke nur denkbaren Profilen hergestellt werden können, versehen mit allen denjenigen Eigenschaften in Bezug auf Bearbeitung, welche man von den besseren Eisensorten zu verlangen berechtigt ist, steht seiner allgemeinen Verwendung im Schiffbau nichts mehr entgegen. Es kann nur noch Sache der Rheder sein, diesem Materiale mit Vertrauen entgegen zu kommen, da der Vortheil bei Verwendung desselben ganz und gar auf ihrer Seite gelegen ist. Allerdings wird ein Stahlschiff jetzt noch eine höhere Anschaffungssumme erfordern gegenüber einem eisernen; jedoch ist der Unterschied nicht so bedeutend und wird sich nur vermindern können, da der Stahl von Jahr zu Jahr im Preise sinken und sich immer mehr dem Preise des Eisens nähern muss, je allgemeiner er zur Verwendung gelangt. Bedeutend verringert werden die Kosten eines Stahlschiffes dadurch, dass dasselbe bei gleicher Grösse und gleicher Festigkeit mit einem eisernen wegen der höheren Bruchfestigkeit des Stahls um 18 bis 20 pCt. leichter erbaut werden kann, also ein geringeres Eigengewicht ergiebt und daher bei gleichem Tiefgange eine grössere Nutzlast zu tragen vermag, so dass schon hierdurch der Rheder binnen Kurzem die höheren Kosten gedeckt sehen würde. Vor allen Dingen aber gewährt ein Stahlschiff gegenüber einem eisernen eine viel höhere Sicherheit bei etwaigen Collisionen oder Strandungen. Es sind Fälle vorgekommen, dass Stahlschiffe auf Felsen liefen, ohne anderen Schaden zu erleiden, als dass eine zuweilen allerdings bedeutende Verbiegung der Schiffshaut sowie der zunächst gelegenen Spanten und Bodenstücke stattfand, dass aber kein Leck entstand, selbst bei Stössen, welche ein eisernes Schiff unfehlbar zum Sinken gebracht haben würden.

Die grosse Zähigkeit des Stahles ist es, welche ihn so überlegen dem Eisen macht und ihn als das beste und vortheilhafteste Schiffbaumaterial der Zukunft erscheinen lässt.

Wenn wir daher der ausgedehntesten Verwendung des Stahls das Wort reden, so geschieht es hier vornehmlich im Hinblick auf unsere Binnenschifffahrt. Viele unserer Wasserstrassen werden mit einer Anzahl von Fahrzeugen, auch Dampfern, befahren, deren Boden in Holz ausgeführt, deren übriger Körper aber in Eisen hergestellt wurde, und viele, ursprünglich mit eisernen Boden erbaute Fahrzeuge erhielten später einen Holzboden anstatt des eisernen. Diese Holzböden sind je nach der Breite des Fahrzeuges 8 bis 12$^{cm}$ stark und viel besser als die 5 bis 6$^{mm}$ starken Eisenplatten geeignet, Stösse auszuhalten, wenn das Fahrzeug mit im Fahrwasser gelegenen Steinen oder Baumstämmen in Collision geräth. Ein solcher Holzboden ist jedoch bedeutend schwerer als ein eiserner und ergiebt einen um etwa ein Drittel der Bodenstärke grösseren Tiefgang. Wie theuer aber bei niedrigen Wasserständen jeder Centimeter vermiderte Ladetiefe zu stehen kommen kann, wird mancher Rheder schon oft zu seinem Nachtheile erfahren haben. Da möge sich beispielsweise im Erbauung eines Lastdampfers von 300 t Ladefähigkeit handeln, wie sie mehrfach auf der Elbe verkehren, mit eisernen Bodenstücken, aber Boden von Holz in einer Stärke von 10 bis 11$^{cm}$. Würde statt des Letzteren Stahlblech verwendet, so würden bei 320 t Bodenfläche etwa 12 t am Eigengewicht des Schiffskörpers erspart werden. Bei gleichem Tiefgange würde also eine um 12 t grössere Nutzlast eingenommen werden können. Ein solcher Dampfer macht aber jährlich 12 bis 15 Reisen von 1200 km Länge (Dresden-Hamburg und zurück), und es können gegenwärtig pro Reise und Tonne durchschnittlich 18 ₰ Fracht erzielt werden, so dass für das ganze Jahr sich gegen 3000 ℳ Mehrfracht einem Stahlblechboden ergeben würden. Diesem gegenüber steht der höhere Anschaffungspreis von höchstens 20 ₰ pro Quadratmeter, also 6400 ℳ für den ganzen Boden, welcher nach Obigem binnen weniger als drei Jahren vollständig gedeckt sein müsste. Dass aber 4 bis 5$^{mm}$ starkes Stahlblech mindestens dieselbe Sicherheit gegen Leckwerden bieten wird als der Holzboden, scheint nach den mit neueren Stahlschiffen gemachten Erfahrungen keinem Zweifel unterliegen zu dürfen.

Ganz ähnlich verhält es sich mit vielen gewöhnlichen Schleppdampfern und Kettendampfern, deren Boden aus gleichen Ursachen in Holz construirt wurde. Mit einem Stahlblechboden versehen würden diese Schiffe daher gehen oder bei gleichem Tiefgange in geringeren Längen- und Breitenmassen ausgeführt werden können. Sollte es nun noch gelingen, die bereits auf S. 361 erwähnten Profile in Stahl herzustellen, so würde für Schiffe, wie wir sie hier im Auge haben, ein Boden construirt werden können, welcher mit grösstmöglicher Leichtigkeit eine bis jetzt noch bei keinem solchen Dampfer erreichte Festigkeit und Sicherheit verbindet.

Der Stahl, welcher im Schiffbau zur Verwendung gelangt, ist welcher und zumeist nach dem Siemens-Martin-Verfahren hergestellter Flusstahl (Flusseisen); er ist in gleicher Güte wie der englische von vielen unserer deutschen Hüttenwerke mit Leichtigkeit zu beziehen.

Die englische Admiralität sowohl, als auch mehrere Versicherungs-Gesellschaften haben Regeln festgestellt über die Prüfung, welcher die im Schiffbau zur Verwendung gelangenden Stahlsorten vorher unterliegen müssen. Hiernach soll die mittlere Zugfestigkeit des Stahls 44 bis 47$^{kg}$ pro Quadratmillimeter betragen, und es ist eine Differenz von mehr als 6$^{kg}$ unzulässig, so dass z. B. bei 45$^{kg}$ mittlerer Zugfestigkeit

Digitized by Google

ebenso wenig Stahl über 48 kg als unter 42 kg verarbeitet werden darf — für Eisen soll nach denselben Regeln die Zugfestigkeit 30 bis 34 kg betragen. Eine obere Grenze musste festgesetzt werden, damit kein zu harter Stahl verarbeitet wird, mit welchem häufig die schon eingangs erwähnten Nachtheile verbunden sind. Die Prüfung der Platten soll mit Streifen von 200 mm Länge und 40 mm Breite geschehen, welche theils längs, theils quer zum Walzfaden abgeschnitten sind, und es darf beim Reissen eine Verlängerung von mehr als 20 pCt. nicht vorkommen. Ebensolche Streifen sollen gleichmässig schwach kirschroth erhitzt, hierauf in Wasser von 28 Grad Cels. abgekühlt und in der Mitte so umgebogen werden, dass die beiden Enden an einander zu liegen kommen, wobei die Krümmung auf der Mitte einen inneren Halbmesser gleich der $1^1/_2$- bis 2fachen Plattendicke haben soll. Kein Stück darf bei diesen Versuchen Risse oder Brüche zeigen, anderenfalls die betreffende Platte zur Verwendung für ungeeignet erklärt wird.

Eine eigenthümliche Erscheinung beim Stahl, welcher bis vor Kurzem nicht die genügende Aufmerksamkeit geschenkt, und welche daher die Ursache manches verfehlten Stahlbaues wurde, ist es, dass die Scheerfestigkeit desselben bedeutend geringer ist als die Zugfestigkeit. Während bei Eisen die Differenz zwischen beiden Festigkeits-Beanspruchungen nur 4 bis 5 kg pro Quadratmillimeter beträgt, hat man bei Stahl hierfür 10 bis 12 kg ermittelt. Infolge dessen müssen bei letzterem alle Nietverbindungen in anderen Verhältnissen als bei Eisen ausgeführt, stärkere und mehr Niete, sowie stärkere Laschen angewendet werden. Von der Klemme bis zum Schanddeckel sollte man bei allen Stahlschiffen auf mindestens der halben mittleren Länge nur dreifache oder vierfache Nietung anstatt der sonst üblichen doppelten nehmen und die Niete ebenso stark machen, wie bei einem gleich grossen Eisenschiff von entsprechend stärkeren Winkeln und Platten. Für die Niete selbst könnte man dann nach Belieben Eisen oder Stahl wählen; bei Verwendung von Stahlnieten würde die Festigkeit eine etwas höhere, weil die Scheerfestigkeit des Stahls immer noch um 4 bis 5 kg höher liegt als diejenige des Eisens.

Im Uebrigen lässt sich dieser weiche Stahl genau so bearbeiten wie die besseren Eisensorten, und es sind keinerlei besondere Manipulationen mit ihm erforderlich. Zu beachten ist einzig, dass seine Bearbeitung stets entweder in kaltem oder im kirschrothwarmen Zustande erfolgen muss, nie aber im dunkelwarmen stattfinden soll, um Risse und Brüche zu vermeiden. Wegen der grösseren Festigkeit gegenüber dem Eisen werden die stärkeren Platten und Profile gebohrt anstatt gelocht werden müssen, und dürfte dieses als die einzige Vertheuerung bei der Bearbeitung anzusehen sein.

In Bezug auf den Anwuchs der Schiffsböden im Seewasser hat man bis jetzt beobachtet, dass dieser bei Stahl geringer ist, als bei Eisen, sowie man auch bei dem bis jetzt erbauten stählernen Schiffskesseln nach mehrjährigem Gebrauche noch keinen anderen Zustand hat entdecken können, als er bei einem unter gleichen Verhältnissen im Gebrauch gewesenen eisernen Kessel sich hätte ergeben müssen.

E. De.

**Heckraddampfer.** Bereits vor achtzig Jahren machte Symington in Schottland Versuche mit einem Dampfboote, dessen Propeller am Hintertheile, Heck, des Schiffes gelegen und als Schaufelrad construirt war. Die ihn zu dieser Anordnung leitende Ursache mag die begrenzte Breite der Wasserstrasse, Canal zwischen den Flüssen Forth und Clyde, auf welchen der Dampfer verkehren sollte, gewesen sein. In der hierauf folgenden Entwickelungsperiode der Dampfschifffahrt wurden hauptsächlich die Seitenräder und Schrauben in ihren Details bis fast zur heutigen Vollkommenheit gebracht, die Idee Symington's aber wenig beachtet. Nachdem jedoch in Nordamerika, besonders auf dem Mississippi und seinen Nebenflüssen, die Dampfschifffahrt zu immer grösserem Aufschwunge gelangt war, machte sich bald der Uebelstand geltend, dass die zahlreichen im Fahrwasser liegenden oder schwimmenden Baumstämme die Räder zerstörten. Dieses veranlasste, letztere an geschütz terer Stelle hinter das Schiff zu legen und führte so zur Construction der jetzt dort überall so beliebten Heckraddampfer, welche im Prinzipe dem Symington'schen Schiffe gleichen.

Die grössten derartigen Dampfer mögen gegenwärtig auf dem Ohio vorhanden sein, wo sie vorzüglich als Frachtdampfer verkehren. Die Länge derselben beträgt 73 bis 84 m, die Breite 11 bis 15,85 m, bei einem Längenverhältniss von $5^1/_2$ bis 7, und die Bordhöhe 1,8 bis 3,3 m, während der Tiefgang mit voller Ausrüstung, aber ohne Nutzlast zu 0,6 m, und mit 400 bis 700 t Nutzlast zu etwa 1,2 m sich stellt. Die bis zu 8,5 m breiten Räder — die Radbreite beträgt 54 bis 67 pCt. der Schiffsbreite — zeigen äussere Durchmesser von 6,5 bis 9 m, bei 4,5 bis 6 m Fläche für jede Schaufel und einen Druckkreisdurchmesser gleich dem 3 bis $3^1/_2$fachen des Kolbenhubes. Die Anordnung der Maschinerie ist derartig, dass entweder Kessel und Maschine im Mittelschiffe liegen und zwei lange, meist hölzerne Pleuelstangen die Bewegung nach dem Rade übertragen, oder es sind die Kessel im Vorderschiffe, die Maschine am Hinterende gelagert, während eine über einen grossen Theil der Schiffslänge hinweggehende Dampfleitung die Verbindung zwischen beiden vermittelt. Die liegenden Cylinder haben Durchmesser von 0,32 bis 0,74 m bei einem Hube von 2,21 bis 2,74 m und einer Kolbengeschwindigkeit von 1,8 bis 2,1 m pro Sec. Die bis zu 6 Stück auf einem Schiffe vorkommenden Kessel sind von 1,1 bis 1,3 m Durchmesser und 8,5 m Länge. Bei 9 bis 10 m Umfangsgeschwindigkeit im Druckkreise sollen diese Schiffe mit oben genannter Ladung und mit 15 bis 16 km pro Stunde den Strom aufwärts dampfen. („Das Schiff“ 1880, No. 7, 12 und 20.)

Aehnliche, nur kleinere Schiffe wurden in neuerer Zeit von einer Londoner Firma für den Magdalenenstrom in Columbia erbaut. Diese sind insofern bemerkenswerth, als sie bei voller Ausrüstung aber ohne Nutzlast nur 0,21 bis 0,32 m Tiefgang zeigen und hierbei bis 20 km Geschwindigkeit entwickeln, während sie mit 60 bis 80 t Nutzlast 0,91 bis 0,94 m tiefgehen und Geschwindigkeiten bis zu 17 km erreichen. („Das Schiff“ 1880, No. 7, 12 und 20.)

Aehnliche, nur kleinere Schiffe wurden in neuerer Zeit von einer Londoner Firma für den Magdalenenstrom in Columbia erbaut. Diese sind insofern bemerkenswerth, als sie bei voller Ausrüstung aber ohne Nutzlast nur 0,21 bis 0,32 m Tiefgang zeigen und hierbei bis 20 km Geschwindigkeit entwickeln, während sie mit 60 bis 80 t Nutzlast 0,91 bis 0,94 m tiefgehen und Geschwindigkeiten bis zu 17 km erreichen. Die Länge derselben beträgt 30 bis 40 m, die Breite 7,3 bis 8,5 m und das Längenverhältniss 4,4 bis 5. Diese Schiffe sind ganz in Stahl erbaut, mit Boden von 5 bis 6 mm Stärke und in 14 bis 18 wasserdichte Abtheilungen zerlegt, damit Beschädigungen durch Felsen oder Baumstämme nicht gefährlich werden können. Sie sind mit zwei Decks übereinander versehen, zwischen denen beiderseitig ein, über fast die ganze Schiffslänge sich erstreckendes und mit Borden und Boden verbundenes Sprengwerk angeordnet ist. Die Seitenbeplankung reicht nur bis zum unteren Deck, auf welchem der Kessel ganz vorn und die Maschine hinten lagert, unter welchem aber die Lagerräume angeordnet sind. Beide Decks tragen noch einige Häuser für Passagiere und für den Steuermann, welch Letzterer vom oberen Deck aus drei unmittelbar vor dem Rade gelegene Ruder gleichzeitig bewegt. Die Räder sind 4,8 bis 5,5 m breit und haben 3,66 bis 4,42 m äusseren Durchmesser, sowie 12 Paar im Umfange gegenseitig versetzte Schaufeln von 0,61 m Höhe, bei einer Breite gleich der halben Radbreite. Die Radwelle trägt an jedem Ende eine Kurbel, an welcher die Pleuelstangen direct gekuppelt sind, so dass die Cylinder mitten querschiffs um 6 bis 7,5 m weit aus einander liegen, während die Entfernung von Mitte Welle bis Mitte Cylinder das fünffache des Kolbenhubes beträgt. Das neueste und grösste dieser Schiffe hat eine Zweicylindermaschine mit 0,356 und 0,686 m Kolbendurchmesser bei 1,372 m Hub, sowie Oberflächencondensation. Der Ueberdruck im Kessel soll 10,5 bis 11 Atm. betragen, in den Stromschnellen aber auf 19 Atm. erhöht werden können. Es ist hier noch Vorrichtung getroffen, um in Ausnahmefällen auch dem grossen Cylinder directen, durch ein eingeschaltetes Reductionsventil auf 4 Atm. Ueberdruck reducirten Dampf geben zu können. Der Kessel ist ähnlich einem Locomotivkessel construirt und wird mit Holz gefeuert; der Schornsteinzug wird durch einen Ventilator unterstützt. Die Leistung soll für gewöhnlich 250 indicirte Pferdestärken betragen, jedoch nöthigenfalls auch auf 350 bis 400 gebracht werden können. Was die Form dieser Schiffe anbelangt, so konnte dieselbe bei dem geringen Tiefgange in allen Horizontalschnitten äusserst stumpf gehalten werden. Der Bug ist daher fast löffelförmig gestaltet, während das Hinterende infolge des für das Rad erforderlichen geraden Abschnittes mehr schaufelartig erscheint. Alle verti-



Digitized by Google

enen Längenschnitte sind, besonders hinten, sehr schlank gehalten, damit das Wasser möglichst ungehindert zu den Schaufeln gelangen kann. (Hansa 1880, No. 2; Engineering, Vol. XXIV, S. 434; Engineer, 16. Januar 1880, S. 42.)

In Europa sind derartige Dampfer noch wenig eingeführt. Nach den ersten hier gemachten Versuchen, z. B. in Dresden 1832, welche fehlschlugen wegen unpassender Schiffsformen und wenig leistungsfähiger Maschinerie, wurde das ganze System verworfen, und erst in der neueren Zeit beginnt man wieder, demselben die verdiente Beachtung zu schenken. Bei uns würden solche Heckraddampfer ganz besonders geeignet sein für schmale Wasserstrassen mit zeitweilig geringer Fahrtiefe, wie sie unser deutsches Canalnetz vielfach aufweist. Wir wollen nur erinnern an die Wasserverbindung unserer Reichshauptstadt nach Westen hin. Die wenigen bis jetzt hier verkehrenden Dampfer sind durch die vorhandenen Schleusen in ihrer Maximalbreite auf 7,17$^{m}$ beschränkt und dürfen nur etwa 0,8$^{m}$ tief gehen, um bei den kleinsten Wasserständen noch fahren zu können. (Statistik des deutschen Reiches, Band XV, S. 119.) Dieses bedingt für Dampfer mit Seitenrädern lange schmale Schiffskörper, eine äusserst beschränkte Schaufelfläche und daher auch eine wenig leistungsfähige Maschinerie. Das Einstellen von Heckraddampfern in den Verkehr würde sich hier von grösstem Vortheil erweisen und würde gestatten, eine um 50 pCt. stärkere Maschinerie anzuwenden; auch würde sich der Kaufpreis eines solchen Dampfers wegen seiner einfacheren Bauart nicht wesentlich höher stellen als derjenige eines gewöhnlichen Dampfers von geringerer Leistungsfähigkeit. E. De.

# Kleinere Mittheilungen.

## Sicherheits-Ventil für Dampfcylinder mit Vorrichtung zum continuirlichen Entfernen des Condensationswassers ohne Dampfverlust.

Von A. H. C. Bachmann in Linden vor Hannover.

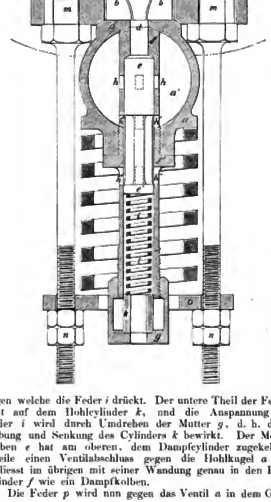
Jedem praktischen Ingenieur ist es bekannt, wie gefahrbringend es werden kann, wenn sich keine Abflussvorrichtungen für Condensationswasser an Dampfcylinderu befinden; es können dann durch das Ansammeln von Condensationswasser im Cylinder oder durch vom Kessel mit übergerissenes Wasser Cylinderdeckel zerbrochen, Cylinder selbst beschädigt, Kolbenstangen verbogen und Kolben zersprengt werden. Um diesem vorzubeugen, werden gewöhnlich Sicherheitsventile, combinirt mit einem Hahn, angebracht, der durch den Maschinisten nach Belieben von Zeit zu Zeit geöffnet wird und dann Wasser und Dampf gemeinschaftlich entweichen lässt. Die Anwendung eines solchen Hahnes bei Niederdruckmaschinen verlangt zur Handhabung eine gewisse Uebung, wenn das Vacuum nicht verringert werden soll. Bei vielen Hochdruckmaschinen aber findet man die Hähne zur Abführung des Condensationswassers beständig halb oder ganz geöffnet — der Maschinenwärter hält dies für bequemer —, was natürlich einen bedeutenden Dampfverlust im Gefolge hat und den Kohlenverbrauch erhöht.

Bei den besten Einrichtungen und Umhüllungen der Cylinder und deren Dampfleitungen wird trotzdem sich stets mehr oder weniger Condensationswasser in Ersteren ansammeln, je nachdem die Dampfleitung vom Kessel bis zur Maschine eine längere oder kürzere, die äussere Temperatur eine warme oder kalte ist, und es sollte dieses Condensationswasser während eines jeden Kolbenhubes in der Weise abgeleitet werden, dass gleichzeitig keine Dämpfe entweichen, auch der Gang der Maschine nicht beeinträchtigt wird. Es bestehen nun zwar schon sehr viele dergleichen Sicherheitsvorrichtungen für Cylinder, aber bisher noch keine, die als Sicherheitsventil mit continuirlicher Wasserableitung ohne Dampfverlust selbsthätig arbeitet. Ein solcher Apparat kann auch bei Niederdruckmaschinen angebracht werden.

Ich werde im Nachfolgenden meinen durch den beistehenden Holzschnitt dargestellten, continuirlich wirkenden Entwässerungs- und Sicherheitsapparat für Dampfcylinder beschreiben.

In Fig. 1 bildet $c$ den Ventilsitz für die Hohlkugel $a$. Der Ventilsitz hat nach der Cylinderseite zu eine linsenförmige Dichtung und wird durch die Schrauben $mm$ an die entsprechend vorbereitete Cylinderfläche festgeschraubt. Gleichzeitig dient die Verlängerung der Schrauben $mm$ dazu, vermittelst der Muttern $nn$ an der Platte $o$ die Feder $p$ gegen den Ventilkörper $a$ zu spannen. Die Hohlkugel $a$ hat drei Führungsflügel $b\,b\,b$, welche in die Ventilsitzplatte hineintreten und dem Ventilkörper $a$ zur Führung dienen. Die Bohrung nach dem Cylinder hin hat 40$^{mm}$ Durchmesser, und die dem Cylinder zugekehrte Ventilfläche entspricht diesem Durchmesser. In das Hohlventil $a$ tritt ein Hohlcylinder $f$, der vermittelst seiner Gewindegänge bei $f'$ eingeschraubt ist und bei $d$ mittelst eines Ventilsitzes fest abschliesst. Der Hohlcylinder $f$ hat bei $h$, $h'$ und $h''$ je vier Schlitzöffnungen und im Innern einen Metallkolben $e$. An der unteren Verlängerung dieses Kolbens befindet sich eine Kolbenplatte $e'$,

Fig. 1.




gegen welche die Feder $i$ drückt. Der untere Theil der Feder $i$ ruht auf dem Hohlcylinder $k$, und die Anspannung der Feder $i$ wird durch Umdrehen der Mutter $g$, d. h. durch Hebung und Senkung des Cylinders $k$ bewirkt. Der Metallkolben $e$ hat am oberen, dem Dampfcylinder zugekehrten Theile einen Ventilabschluss gegen die Hohlkugel $a$ und schliesst im übrigen mit seiner Wandung genau in den Hohlcylinder $f$ wie ein Dampfkolben.

Die Feder $p$ wird nun gegen das Ventil $a$ in dem Grade

Digitized by Google

angespannt, dass das Ventil *a* beim höchsten Dampfdruck im Dampfcylinder stets auf dem Ventilsitze *c* geschlossen bleibt. Die Feder *i* wird dagegen gegen den Ventilkolben *e* nur so stark angespannt, als erforderlich ist, um den Kolben *e* bei seinem Niedergange wieder sicher auf seinen Ventilsitz zu schnellen. Tritt nun Dampf in den Cylinder, so drückt er durch die Oeffnung *d* auf den Kolben *e*. Dieser Druck überwindet den Druck der Feder *i* und treibt den Kolben *e* nach unten. Der Kolben *e* ist in seiner Länge so bemessen, dass, wenn die Schlitzöffnungen *h h* frei werden, die Schlitzöffnungen *h' h'* geschlossen sind. Das im Dampfcylinder sich bildende Condensationswasser wird demnach durch die Schlitze *h h* in die Hohlkugel *a'* getrieben. Nach Vollendung des Kolbenlaufes tritt der Dampf aus dem Dampfcylinder, die Spannung auf dem Kolben *e* ist aufgehoben, die Feder *i* schnellt denselben auf seinen Sitz, die Oeffnungen *h' h'* werden frei, und das in dem Hohlraume *a'* angesammelte Condensationswasser findet Abfluss durch die Oeffnungen *h' h'* und *h' h'*. Da beim Oeffnen der Schlitze *h h* die Schlitze *h' h'* durch den Kolben *e* geschlossen sind, so kann während des ganzen Hubes kein Dampf aus dem Cylinder entweichen, wie solches bei Hähnen etc. stattfindet.

Tritt nun aber der Fall ein, dass durch zu hohen Wasserstand im Kessel oder durch andere Veranlassung grössere Wassermassen in den Cylinder gelangen, die der continuirlich wirkende Ventilkolben, bezw. der Hohlraum *a'* nicht zu fassen vermag, so wird durch die grössere Pressung des Wassers zwischen Cylinderdeckel und Kolben das Hauptventil *a* geöffnet, und findet dann hier jene grössere Wassermasse ihren Ausweg. Es ist mithin durch dieses Ventil die grösste Sicherheit erzielt, gleichzeitig aber auch eine bedeutende Dampf- und Kohlenersparniss. Die gebräuchlichen Cylinderhähne fallen bei Anwendung dieses Ventils fort.

Die Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover, deren Fabrikate sich einen Ruf erworben haben, ist zur allseitigen Ausführung und Vertreibung des Bachmann'schen Cylinder-Sicherheitsapparates berechtigt.

## Ueber Schmiervorrichtungen.

Von P. H. Rosenkranz.

(Vorgetragen in der Versammlung des Hannoverschen Bezirksvereines vom 5. December 1879.)

(Schluss von S. 490.)

Wenden wir uns nun zu den

B. Schmiervorrichtungen für Wellen, welche mit consistentem Fett (halbflüssiger Schmiere) arbeiten. Es sind hiervon zwei Constructionen anzuführen, für welche gewöhnlich Korff'sches consistentes Schmieröl in Anwendung gebracht wird.

Fig. 18

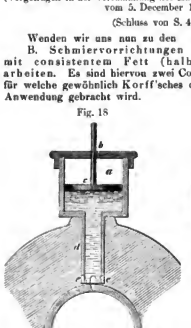



Fig. 19

Die eine davon, die ältere, ist eine selbstthätig wirkende und von Tovote construirt. Sie besteht aus einer einfachen Büchse *a*, Fig. 18, mit abnehmbarem Deckel *b*. In dieselbe ist eine Scheibe *c* eingelegt, welche sich mit etwas Spielraum darin bewegt und durch einen im Deckel geführten Stift in horizontaler Richtung erhalten wird. Ein Hals *d*, unten mit drei kleinen Ausfeilungen *e*, *e* versehen, reicht bis auf die hier durchbohrte Lagerschale der zu schmierenden Welle. Man füllt die Büchse mit consistentem Korff'schen Schmieröl und drückt mit der Scheibe *c* wiederholt auf die Masse, damit sie sich allen Schmiernuthen und Lagerfugen mittheilt, so dass innige Berührung erfolgt. Wird nun die Welle in Umdrehung versetzt, so fängt das Schmiermaterial an warm zu werden; diese Wärme theilt die Lagerschale namentlich auch den wärmeleitenden Wänden der Büchse mit, so dass das Fett an den Wandungen flüssig wird und Neigung zum Rutschen bekommt. Diese Neigung wird noch durch das Gewicht der Scheibe *c*, welches nach Massgabe der Verhältnisse auch vermehrt werden kann, unterstützt, und es bleiben, so lange der Vorrath an Schmiere dauert, die Schmiernuthen der Lager gefüllt.

Die andere, neuere Schmierbüchse für Wellen, welche mit consistentem Oel arbeitet, ist von Stauffer construirt und nicht selbstthätig. Ihre Einrichtung ist durch Fig. 19 gegeben. Nach dieser besteht die Schmierbüchse aus zwei Theilen, einem unteren *a*, der auf dem Lagerdeckel befestigt wird und bei *b* durchbohrt ist, und einem oberen Theile *c*, der über jenem geschraubt wird. Auf diese Weise entsteht zwischen beiden ein Hohlraum, welcher mit der dickflüssigen Schmiere angefüllt wird. Die Wirkung ist nun, nachdem durch Niederschrauben von *c* alle Schmiernuthen u. s. w. gefüllt sind, zunächst die bei der vorhergehenden Construction beschriebene. Um aber ein Nachtreten des Schmiermaterials nach einiger Gebrauchszeit zu bewirken, muss man das Obertheil um einen oder zwei Gänge niederschrauben, und dies so oft wiederholen, wie es die Erfahrung erforderlich erscheinen lässt.

Diese dickflüssigen Schmiermaterialien wirken sehr sparsam und sollen sich bewähren. Namentlich erscheinen damit behandelte Lager sehr reinlich, da ein Herabfliessen des Fettes, wie bei flüssigem Oel, hier nicht stattfindet.

Ehe wir die Schmiervorrichtungen für Wellen verlassen, will ich noch erwähnen, dass man auch versucht hat, das Oel durch Rohrleitungen an jedes einzelne Lager zu führen und so von einer bestimmten, von der Transmission getriebenen Oelpumpe aus überall hin zu vertheilen. Auch darf daran erinnert werden, dass häufig das Wasser als Schmiermaterial benutzt wird, z. B. bei Walzenstrassen, wo es durch Rohre mit Hähnen an die einzelnen Lagerstellen geleitet wird.

Ein sehr grosses und wichtiges hierher gehörendes Capitel ist die Schmierung der Achslager an Eisenbahnfahrzeugen. Dasselbe ist anderenseits wieder ein so specielles, dass es eine ganz besondere und ausführliche Behandlung verdient, die ihm auch in der preisgekrönten Schrift von Heusinger v. Waldegg: „Die Schmiervorrichtungen und Schmiermittel der Eisenbahnwagen" gebührend und erschöpfend zu Theil geworden ist. Hier würde ein näheres Eingehen darauf zu weit führen.

Wir haben nun unserer Disposition gemäss, nach welcher hier auch Schmiervorrichtungen für Maschinen überhaupt in Betracht gezogen werden sollen, noch einiger Anordnungen für besondere Maschinentheile zu gedenken.

Für Lager an Gleithahnen wird man sich der schon beschriebenen Schmierbüchsen mit Docht oder der Nadelschmiergläser bedienen können. Es finden sich indessen an Maschinen auch schwingende Theile, z. B. die Lager an Pleuelstangen oder Kurbelzapfen, welche während der Drehung eines Zapfens oder einer Welle gleichfalls an sich einen Weg im Kreise beschreiben, oder einfach im Bogen schwingende Stücke, welche der Schmierung bedürfen. Man bedient sich allerdings auch hier der Docht- und Nadelschmiergläser oder der Schmierbüchsen mit Bajonetverschluss, doch sind für Pleuelstangenlager die Nadelschmiergläser, weil sie hier zu leicht der Gefahr des Zerbrechens ausgesetzt sind, gewöhnlich oben und unten mit Metall garnirt, auch die Seitenwände theilweise durch solches geschützt. Im Handel bezeichnet man diese Form als „Nadelschmiergläser für Pleuelstangen" und giebt ihnen gewöhnlich die in Fig. 20 und 21 dargestellte Einrichtung. *a* ist das Glasgefäss, ein einfacher Cylinder, oben und unten abgedichtet. In Fig. 20 ist noch eine Metallumhüllung mit Schlitzen angebracht, auf welche der Deckel *b*

Digitized by Google

geschraubt wird. Die Füllung erfolgt nach Entfernen der Flügelschraube *c*. Bei der Anordnung in Fig. 21 ist das Gehäuse nicht vorhanden. Hier wird der Deckel auf das Rohr *d* geschraubt und dadurch das Glas abgedichtet. Bei wiederholtem Ab- und Anschrauben behufs der Füllung wird indessen der Deckel leicht lose und dadurch die Dichtung mangelhaft. Die Herren Knoevenagel oder Holzapfel in Hannover lassen daher, wie in Fig. 22 angedeutet, den Deckel zweckmässig mit einem Füllhahn *b* und einer Luftschraube *a* versehen. In beiden Fällen ist natürlich das Rohr *d* mit Oeffnungen *e e* für den Oelaustritt versehen. Die Nadel wird auch häufig durch einen Docht ersetzt.

Fig. 20

Fig. 21

Fig. 22



Eine sehr zweckmässige Schmierbüchse für Kurbelzapfen-Lager soll die in Fig. 23 abgebildete sein.

Der Oelbehälter, der bequemeren Herstellung und Füllung halber und um nicht ganz luftdicht zu schliessen aus zwei Hälften *a* und *b* gebildet, wird bis zur Höhe *x x* mit Oel gefüllt und auf das zu schmierende Lager befestigt. Die obere Hälfte läuft in der Mitte in eine nach unten gekehrte Spitze *e* aus; in der unteren Hälfte ragt ein Rohr bis nahe zur Höhe dieser Spitze empor. Bewegt sich nun die Büchse im Kreise, so wird das Oel an den Wänden hochgeschleudert, einige Tröpfchen bleiben dabei an der Spitze *e* hängen und verdichten sich zu Tropfen an deren unterstem Theile, von wo aus sie namentlich bei der Aufwärtsbewegung der Büchse in das Röhrchen *d* fallen und an die Schmierstelle gelangen. Steht die Maschine still, so findet selbstredend kein Schmieren statt.

Jetzt wären noch die Schmiervorrichtungen für leerlaufende Riemenscheiben zu erwähnen. Es ist die Schmierung der letzteren von grosser Wichtigkeit, wenn sie beim Leerlaufen nicht brummen sollen. Andererseits ist das Schmieren derselben von Hand mit mancherlei Gefahren verbunden, wenn auch der grösste Theil solcher Scheiben noch direct geölt wird, wahrscheinlich weil gute, selbstthätige Vorrichtungen noch zu wenig bekannt sind.

Ich will hier deren zwei erwähnen.

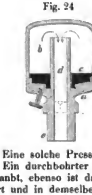
Die eine, für flüssiges Oel, ist von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft construirt und in No. 38, 1879 d.W. beschrieben und abgebildet, weshalb hier auf das dort Mitgetheilte verwiesen werden kann; die zweite, von Saurel angegeben, ist für Schmierung mit consistentem Fett bestimmt. Der auf den Untersatz *a* (Fig. 24) geschraubte, cylindrische Behälter *b* wird mit consistenter Schmiere gefüllt und enthält eine Bleischeibe *c*, welche sich mit geringem Spielraum an den Wänden des Behälters und der aus *a* aufsteigenden Röhre *d* führt. Der Zapfen *e* wird in die Nabe der Riemenscheibe befestigt und letztere selbst entsprechend durchbohrt. Bei der Drehung treibt dann die Centrifugalkraft die Bleischeibe *c* nach oben, und diese verdrängt das Fett in der Richtung des Pfeiles durch das Rohr *d* nach der Welle hin. Durch das an dem Untertheil *a* angebrachte Schräubchen wird der Luftzutritt unter die Bleischeibe und dadurch in gewissem Grade die Schmierung selbst regulirt. Bei Stillstand der Maschine hört auch hier die schmierende Wirkung des Apparates auf.

Es bleiben nun noch die Schmierpressen zu erwähnen, welche für Stopfbuchsen bei unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen, also für hohen Druck, Anwendung finden und auch zur Schmierung von Turbinenzapfen benutzt werden können.

Fig. 23

Fig. 25

Fig. 24



Eine solche Presse ist in Fig. 25 abgebildet.

Ein durchbohrter Theil *a* ist in die Stopfbuchse eingeschraubt, ebenso ist das auf *a* geschraubte Obertheil *b* durchbohrt und in demselben beweglich ein wiederum durchbohrter Kolben *c*. Letzterer ist mit einer Hülse *d* verbunden, welche sich auf *b* führt. Die Hülse wird durch concentrisch aufgelegte Gewichte *e e* nach Maassgabe des zu überwindenden Druckes belastet. Nun befindet sich in dem Theile *a* noch ein Ventil *f*, welches nach Entfernung des Kolbens *c* den Zugang zu der Durchbohrung von *a* schliesst, damit der Druck von unten abgesperrt ist, während in dem Kolben *c* ein zweites Ventil *g* angebracht ist, welches während des Betriebes geschlossen ist, aber beim Herausziehen des Kolbens sich öffnet und Luft hindurchtreten lässt, damit der Kolben sich leichter herausziehen lässt, wenn ehe neue Füllung des Apparates mit consistentem Oel erforderlich wird. Der belastete Kolben drückt nun das in *b* enthaltene Fett durch die Bohrung von *a* in die Schmiernuthen und schmiert nach Bedarf und nach Maassgabe der Belastung.

## Gruppe II.

## Schmiervorrichtungen für Dampfcylinder und Schieber.

Die hierher gehörigen Apparate sind fast noch mannigfaltiger in ihrer Ausführung und Einrichtung als die Apparate der ersten Gruppe. Meistens handelt es sich hier um Einrichtungen für flüssiges Fett, weniger um solche für feste Schmiermittel, wie Talg, welche erst durch die Wärme des Dampfes geschmolzen werden müssen; Vorrichtungen für consistentes Oel kommen nicht vor.

Die meisten dieser Schmiervorrichtungen sind als Schmierhähne angeordnet; von diesen betrachten wir zunächst diejenigen für flüssiges Fett und hiervon zuerst die nicht selbstthätigen.

Zu ihnen gehört vor allen der einfache Schmierhahn mit Deckelverschraubung, Fig. 26, dessen Behälter *a* mit einem Absperrhahn *b* versehen ist, um ihn von dem zu schmierenden Dampfraum abschliessen zu können, wenn behufs neuer Füllung während des Betriebes der Deckel *c* abgeschraubt wird. Beim Schmieren wird der Hahn geöffnet, der Dampf steigt in den Behälter über das Oel, welches infolge seines Eigengewichtes dann direct in den Cylinder oder Schieber fliesst, und zwar so lange der Hahn geöffnet ist, bezw. der Oelvorrath reicht. Hieraus ersieht sich schon, dass diese Art der Schmierung eine äusserst unvollkommene ist, da

Digitized by Google

man nie weiss, wie viel oder ob überhaupt Schmiere in den Cylinder gegangen ist.

An demselben Fehler leidet der in Fig. 27 abgebildete Schmierhahn mit Doppelküken, welcher nur leichter zu handhaben ist, weil man, statt den Deckel abzuschrauben, für die Neuffüllung nur den oberen Hahn zu öffnen hat.

Fig. 26

Fig. 27

Um den genannten Uebelstand zu vermeiden, hat man die in Fig. 28 gezeichnete Anordnung getroffen. Hier ist unter dem eigentlichen Oelbehälter *a* und von diesem durch einen Hahn *b* abzuschliessen, noch ein zweiter, kleinerer Behälter *c* angebracht, wodurch man es in der Hand hat, die Menge Oel zu bestimmen, welche mit einem Male zur Verwendung gelangen soll.

In etwas einfacherer Form lässt sich dies durch die Construction in Fig. 29 erreichen, wo statt des zweiten Oelbehälters ein hohler Küken *a* angeordnet ist, welcher nur eine einzige Zugangsbohrung *b* besitzt. Nach oben gekehrt gestattet sie das Füllen des Kükens aus der Schale *c*, während

Fig. 28

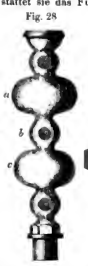


Fig. 29

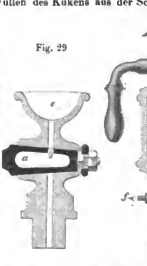


Fig. 30

sie in ihrer unteren Stellung das Oel in den Cylinder abfliessen lässt. Um ein Maass für die Füllung zu haben, giebt man gewöhnlich der Schale *c* den gleichen Inhalt wie dem hohlen Küken.

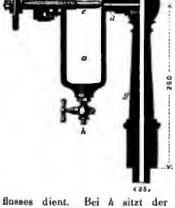
Wir kommen nun zu den Schmierhähnen für Dampfcylinder, welche der Condensation des Dampfes ihre Selbstthätigkeit verdanken.

Der älteste derartige Schmierhahn ist der in Fig. 30 abgebildete. Bei diesem, von Jacobi construirten Apparat ist *a* der Oelbehälter, unten mit Absperrhahn, oben mit Füllhahn versehen. Im Inneren steigt in der Mitte ein Rohr *b* empor, welches mit der Bohrung des Absperrhahnes *c* und dem Abflussloche *d* bei geöffnetem Hahn communicirt. Der Apparat wird mit dem Gewindezapfen *e* gewöhnlich auf der Mitte des Dampfcylinders befestigt. Wenn nun nach erfolgter Füllung der obere Hahn geschlossen, der untere geöffnet ist, so tritt der Dampf durch das Rohr *b* in die Büchse über das Oel, und es entsteht, genügende Weite des Rohrs vorausgesetzt, im Behälter der gleiche Druck wie im Cylinder. Da aber der Apparat verhältnissmässig grosse Abkühlungsfläche besitzt, so wird sich ein Theil des Dampfes in dem Behälter *a* condensiren. Das entstandene Wasser sinkt in dem Oel zu Boden und hebt letzteres empor, bis es, über die Oberkante des Rohrs *b* überfliessend, durch dasselbe hindurch an die Schmierstelle gelangt. Der Oelverbrauch ist natürlich um so grösser, je stärker die Condensation; eine Regulirung des Schmierverbrauches durch den Hahn *c* ist nur in sehr geringem Umfange durchzuführen.

Zur Abführung des Condensationswassers ist eine zweite Bohrung *i* im Gehäuse *a* und Kücken *c* angebracht, welche rechtwinklig zur Schmierbohrung sitzt und am Ende des Kükens bei *f* ausmündet. Oft wird dazu auch ein besonderer Hahn angeordnet.

Indessen werden die direct auf dem Cylinder angebrachten Apparate häufig mit der Zeit so warm, dass nur noch eine ungenügende Condensation stattfinden kann. Desshalb hat man die in Fig. 31 gezeichnete Anordnung getroffen, mit welcher meine Firma, welche diese Apparate vielfach anfertigt, recht gute Erfahrungen gemacht hat. *a* ist der Oelbehälter, *b* die Schraube zur Füllung; diese wird häufig noch mit einer Schale *c* ausgerüstet und in gewisser Höhe unter dem Bunde durchbohrt, damit sie behufs des Füllens niemals ganz herausgeschraubt zu werden braucht. Der Abfluss zum Schmierloch befindet sich bei *d*, und ihm gegenüber ist eine Spindel *e* mit Handrad *f* angebracht, welche einerseits zum Abstellen während des Füllens, andererseits zur Regulirung des Oelabflusses dient. Bei *h* sitzt der Ablasshahn für das Condensationswasser. Diese Schmiervorrichtung wird nun nicht direct auf dem Cylinder, sondern an einer hohlen Säule *g* auf demselben befestigt. Hierdurch wird einmal die Bedienung des Apparates eine sehr bequeme, dann ist aber auch durch seine isolirte Lage die Flächenabkühlung und damit die Condensation eine viel wirksamere, so dass auf eine continuirliche Thätigkeit der Vorrichtung gerechnet werden kann. Sonst ist ihre Wirkung genau die oben beschriebene des hydraulischen Apparates. Die Regulirung durch die Spindel *e* ist eine viel sicherere als die mittelst des Hahnes bei jener Vorrichtung, nicht nur durch Verkleinerung des Abflusssloches, sondern auch indirect dadurch, dass nun weniger Dampf nachtreten und condensiren kann.

Fig. 31



Man findet diese Apparate auch häufig, statt an einer senkrechten Säule, an einem wagerechten Arme *a*, wie in Fig. 32, seitlich vom Cylinder angebracht. Die Anbringung

Fig. 32

in grösserer Entfernung vom Cylinder hat hier die gleiche Wirkung wie in Fig. 31.

Die eben beschriebenen Schmiervorrichtungen ersetzen meiner Ansicht nach recht gut den complicirten und theueren englischen Impermeator, welcher meist aus einem sehr massiven

Digitized by Google

Oelbehälter mit Regulir- und Absperrconus in der Mitte besteht und mit drei Condensationsröhrchen ausgerüstet ist.

Es giebt in dieser Gruppe aber auch Schmierapparate, welche nicht auf der Condensation des Dampfes beruhen. Zu ihnen gehört die in Fig. 33 dargestellte Oelpumpe, welche von mir construirt ist, aber einiger kleiner ihr anhaftender Uebelstände wegen von mir nicht empfohlen wird. An den Oelbehälter *a* schliessen sich Körper, welche zwei verkehrt sitzende, durch Spiralfedern getragene Ventilchen *b* und *c* besitzen; von diesen wirkt *b* als Saugeventil, *c* als Druckventil, und zwischen beiden schliesst die Plungerkolben-Pumpe *d* an. Die Wirkung ist klar. Bei der Bewegung des Hebels *e* in der Richtung des Pfeils saugt sich die Pumpe voll, bei der entgegengesetzten Bewegung giebt sie ihren Inhalt nach *f* hin ab. Die durch jeden Hub zu befördernde Oelmenge ist also eine ziemlich bestimmte.

Fig. 33

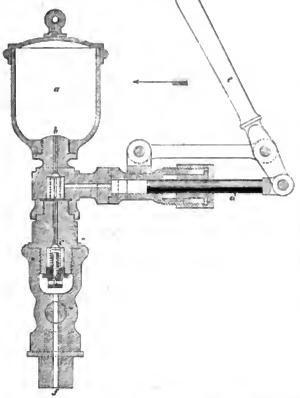
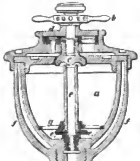



Fig. 34




Ein anderer Apparat, der gleichfalls nicht auf der Condensation des Dampfes beruht, ist von Schanwecker construirt und unter der Bezeichnung „Oeltropfapparat“ ziemlich bekannt geworden; er findet sowohl für stationäre Maschinen als auch für Locomotiven an Cylindern und Schieberkasten vielfache Anwendung. Fig. 34 veranschaulicht seine Einrichtung. *a* ist der Oelbehälter, welcher durch Drehen an der Handhabe *b* das Schliessen eines Ventils *c* gestattet. Es dreht sich dabei zugleich eine Scheibe *d* und macht ein Fülloch frei, während durch das Ventil das Rohr *e* abgeschlossen ist. Durch umgekehrte Drehung tritt das Umgekehrte ein. Der Oelbehälter ist mit einer zweiten Hülle *f* umgeben, ebenso auch der Deckel doppelwandig angeordnet, so dass durch die ruhende Luftschicht jede Wärmeleitung und damit jede Condensation des in den Behälter tretenden Dampfes möglichst vermieden wird. Dies ist hier nothwendig, wenn die beabsichtigte Wirkung eintreten soll.

Es erhebt sich ferner in der Mitte bis nahezu unter den Deckel das Rohr *e* von verhältnissmässiger Weite, um den Dampfzutritt über das in dem Behälter stehende Oel zu gestatten. Bei *g* liegt ein Siebboden aus feinem Drahtgewebe, um den Schmutz abzuhalten. Unterhalb dieses ist das Rohr *e* angebohrt, und es sind zwei fein durchlochte Schrauben *e*, in diese Bohrungen eingesetzt. Ist nun der Apparat mit Oel gefüllt und befindet sich nur unter atmosphärischem Druck, so hat das Oel vermöge eigener Schwere das Bestreben, durch die feine Bohrung der Schrauben *e*, hindurchzufliessen, wenn die Capillarität der letzteren dies nicht verhinderte. Dasselbe ist der Fall, wenn bei stehender Maschine gleicher Dampfdruck im Cylinder und im Oelbehälter herrscht. Dagegen tritt sofort ein Ausfliessen ein, sobald durch die Hin- und Herbewegung des Kolbens ein wechselnder Dampfdruck im Cylinder stattfindet. Besonders aber ruft der jedesmalige Schluss des Schiebers einen kleinen Stoss auf die Oelfläche und einen Augenblick auch auf die Capillarröhrchen hervor, so dass momentan der Druck in *a* grösser ist als im Cylinder oder im Schieberkasten. Dieser Moment wird bei jedem Hube eintreten und der Apparat daher proportional der Kolbengeschwindigkeit Oel in den Cylinder treten lassen. Bei stärkerem Dampfdruck wird der Stoss grösser sein, so dass reichlichere Schmierung erfolgt; eine solche ist aber bei der dann auch grösseren Reihung des Schiebers erforderlich.

Die äussere Anordnung des Apparates hat in neuerer Zeit einige Modificationen erfahren.

Fig. 36

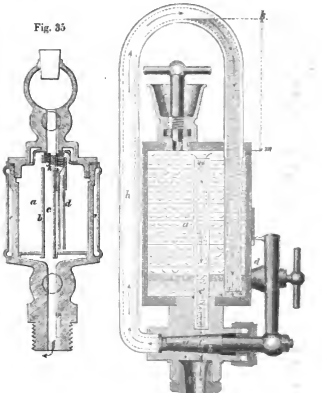



Fig. 35




Neben dem beschriebenen ist noch der in Fig. 35 abgebildete Schmierapparat von Zabel zu erwähnen, welcher ebenfalls ohne Condensation und mit Hülfe kleiner Durchgangsöffnungen arbeitet. In dem Oelbehälter *a*, durch Doppelwände gegen Abkühlung geschützt, ist eine Art Heberrohr *b* angebracht, dessen Zugänge bei *k* und *k*, durch Spitzen-

Digitized by Google

schrauben enger oder weiter gestellt werden können. Das Rohr *c*, welches vom Boden aufsteigt, hat oben seitlich eine kleine Oeffnung, welche den Dampfantritt zur Büchse *a* gestattet. Das Rohr *d* reicht nicht ganz bis auf den Boden von *a*. Die Wirkung basirt nun darauf, dass, wie bei Schanwecker's Apparat, bei jedem Kolbenspiele Druck in *a* eintritt und der kleinen Oeffnungen wegen sich etwas länger erhält als im Cylinder selbst, mithin auf die Oelfläche ein Ueberdruck ausgeübt wird, welcher etwas Oel zum Ueberfliessen von *d* nach *e* bringt.

Um die Condensation bei ähnlich wirkenden Apparaten zu vermeiden, hat man neben den Doppelwänden auch Dampfmäntel angewendet, durch zwei seitliche Bohrungen von der Hauptbohrung des Apparates aus gespeiset, oder kleine Heizschlangen im Inneren des Oelbehälters angeordnet.

Das Bestreben, die Dampfkolben und Schieber nicht direct zu ölen, sondern den Dampf selbst mit Oelpartikelchen zu schwängern, hat mancherlei Construction ins Leben gerufen, welche sämmtlich so eingerichtet sind, dass sie auf dem Dampfrohre kurz vor dessen Anschluss an die Maschine befestigt werden.

Von den hierher gehörenden neueren Apparaten ist der von de Limon, in Fig. 36 ekizzirt, hervorzuheben. *a* ist ein Oelbehälter mit Absperr- und Regulirhahn *b*, ausserdem oben mit einem Fülliventil *c* und unten bei *d* mit einem Ablassventil versehen. Im Inneren ist ein Rohr *e* bis nahezu unter die Decke geführt. Der Hahn *b* ist zweifach durchbohrt, und es communicirt die eine Bohrung *f* mit dem Rohr *e*, während die andere, nach hinten mündende *g* mit dem Steigrohr *h* in Verbindung steht. Letzteres ist im Bogen über den Behälter fortgeführt und mündet in dessen Innerem dicht über dem Boden aus. Sind die Zugänge *f* und *g* im Betriebe offen, so tritt bei *f* Dampf über das Oel durch *e* und bringt hier natürlich zunächst eine Wirkung, ähnlich der bei dem Jacuhl'schen Schmierhahne hervor, doch in viel beschränkterem Masse, weil die dickwandige Oelbüchse nur geringe Condensation gestattet und die Bohrung bei *f* ziemlich klein ist. Es tritt aber Dampf auch in das Rohr *h*, und hier erfolgt die Condensation in der isolirten Lage des Rohrs halber ziemlich reichlich, so dass der absteigende Schenkel sich sehr bald bis zur Höhe *k* vollständig mit Wasser anfüllt (ein Masse von Wasser fliesst durch den aufsteigenden Schenkel zurück), infolge dessen das Wasser unter das Oel tritt und dieses mit einem Ueberdruck, entsprechend der Wassersäule *k m*, zum Ueberfliessen durch das Rohr *e* bringt. Hierdurch unterscheidet der Apparat sich von dem einfachen, mit Condensation arbeitenden Vorrichtungen. Er liefert also, auf dem Dampfrohr angebracht, einen feinen Oelstrahl, welcher von dem hindurchströmenden Dampf aufgelöst wird und alle inneren Theile überzieht. Beim Stillstande der Maschine kann, falls nicht abgesperrt wird, nur die dem Volumen im absteigenden Schenkel von *h* entsprechende Oelmenge abfliessen.

Mit diesem Apparate sollen auch andere Fette als Oel zum Schmieren verwendet werden können. Jedenfalls wird aber bei allen Schmiereinrichtungen, bei welchen Talg und rohe Abfallstoffe verwendet werden, erst ein Schmelzen derselben durch die Wärme des Dampfes eintreten müssen. Es kommen hierzu meist starke Gefässe mit Ventilverschlüssen zur Anwendung; auch sind wegen der Unreinigkeiten in diesen Fetten mehrfache Siebe angebracht.

Wir haben nun auch eine Reihe von Schmierapparaten zu betrachten, welche hauptsächlich für die Dampfcylinder und Schieber der Locomotiven construirt sind. Es ist indessen dabei zu bemerken, dass auch der Schanwecker'sche sowie die Schmierbüchse von Zabel für solche Maschinen vielfache Anwendung finden. Auch können diejenigen Schmierapparate für Locomotiven, deren Wirkung auf dem Leerlaufen beruht (saugende), bei Condensationsmaschinen mit Vortheil zur Anwendung gebracht werden.

Unter den hierher gehörenden Apparaten können wir wiederum drei Systeme unterscheiden:

1) solche, welche nur bei Leerlauf der Maschinen arbeiten, also auf der Saugewirkung des leerlaufenden Kolbens beruhen und davon ausgehen, dass die Wirkung und Ausnutzung des Einfettens eine grössere sei, wenn gar kein Dampf sich im Cylinder befindet;

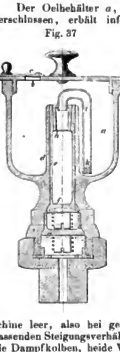
2) solche, welche auf einer mechanischen Bewegung beruhen und nur dann arbeiten, wenn im Cylinder der regelmässige Kolbenwechsel stattfindet;

3) solche, welche unabhängig von beiden Momenten die Schmierung gestatten und nur voraussetzen, dass im Kessel überhaupt Dampfdruck vorhanden ist.

Nach dem ersten System, für Leerlauf construirt, sind zwei Constructionen zu erwähnen. Die verbreitetste ist die von Kessler, welche in Fig. 37 abgebildet ist.

Der Oelbehälter *a*, durch einen Deckel mit Fülloch *b* verschlossen, erhält infolge der lose aufliegenden weiten und nicht abgedichteten Schmierklappe *c* keinen ganz luftdichten Abschluss. In seiner Mitte erhebt sich ein Rohr *d*, und in diesem steckt beweglich ein zweites Rohr *e*, welches das erstere mittelst des als Ventil wirkenden conischen Dichtungsrandes *f* abschliesst, sobald Druck darunter steht. Ein zweites Ventil *g* dient demselben Zwecke und ist nur zur Sicherung der Wirkung in allen Fällen angebracht. Beide Ventile sind durch Federn unterstützt. In dem hohlen Rohr des Ventils *f* ist oben mittelst Conus *h* ein Nebenröhrchen *i* eingesetzt, welches bei *k* eine sehr feine Bohrung besitzt. Das Röhrchen lässt sich leicht herausnehmen und reinigen.

Fig. 37



Die Wirkung ist nun leicht ersichtlich. Befindet sich Dampf im Cylinder, so sind beide Ventile geschlossen, und es erfolgt keine Schmierung. Läuft aber die Maschine leer, also bei geschlossenem Regulator, was ja bei passenden Steigungsverhältnissen vielfach vorkommt, so saugen die Dampfkolben, beide Ventile öffnen sich, und es zieht sich aus dem Inhalte von *a*, so lange die saugende Wirkung dauert, durch das Heberröhrchen *i* und durch je drei am Umfange der Führungen der Ventile angebrachte Löcher ein feiner Strahl Oel in die Cylinder.

Diese Ausführung des Apparates ist die jetzt gebräuchliche, doch hat derselbe, ebenso wie viele andere derartige Apparate, erst eine Reihe von Metamorphosen durchmachen müssen, ehe er eine für die Praxis ganz passende Form und Einrichtung erhielt. So wurde lange Zeit statt des Heberröhrchens ein Docht angewendet, und war ursprünglich statt der beiden von unten her schliessenden Ventile ein Doppelventil angebracht, welches einen Hohlraum begrenzte. In den Wänden des letzteren befanden sich Löcher, welche gestatteten, dass beim Heben des Ventile (bei Dampfdruck) der Hohlraum aus dem Oelbehälter sich fülle und beim Niedergehen des Ventils, also bei Leerlauf, seinen Inhalt nach unten hin abgab.

Die Schmierbüchse von Görgel, in Fig. 38 dargestellt, hat mit der vorbeschriebenen viele Aehnlichkeit, doch hat der Constructeur die dort angebrachten beiden Ventile zu vermeiden gesucht. Er hat daher nur einen Oelbehälter *a* mit Nebenröhrchen *b* angeordnet, welches bei *c* ein so feines Saugeloch hat, dass etwa eintretender Dampf durch seine Condensation, zumal bei den starken, gusseisernen Wänden der Büchse, ohne Einfluss ist, auch eine Füllung des Behälters nach Lösen der Schraube *d* ohne Absperrung des Dampfes erfolgen kann. So lange Ueberdruck im Cylinder ist, findet ein Schmieren nicht statt, wenn auch etwas Dampf und Wasser das Oel aufwühlen und mit Perlen durchsetzen; sobald aber beim Leerlauf der Maschine ein Saugen stattfindet, wird, trotzdem die Büchse ganz luftdicht geschlossen ist, infolge von Spuren zurückbleibender Spannung in *a* etwas Oel durch das Heberröhrchen austreten. Ganz ohne Uebelstände scheint indessen diese Anordnung nicht zu arbeiten, da sie trotz grösserer Einfachheit bisher gegen die Kessler'sche nicht recht aufkommen kann.



Digitized by Google

Von den Schmierapparaten, welche durch selbstthätige mechanische Bewegung wirken, sind wiederum zwei zu erwähnen, welche auf demselben Princip beruhen, wenn sie auch unter sich constructive Abweichungen zeigen.

Fig. 38

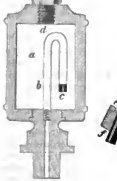



Fig. 39

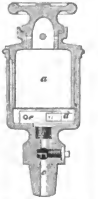



Fig. 40

Bei der Construction von Anschütz, von welcher Fig. 39 eine Abbildung zeigt, ist *a* der mit Doppelwand versehene Oelbehälter. *b* ist ein nach unten durchbohrter Federkörper, welcher mit der Bohrung *c* correspondirt, und in diesem ist seitwärts, wie Fig. 40 genauer zeigt, eine Bourdonfeder *d* eingesetzt, welche ebenfalls mit *c* in Verbindung steht. Ferner hat der Federkörper seitwärts bei *e* eine zweite Bohrung; nach diese communicirt mit der Bohrung *c*. In die Bohrung *e* ist ein massiver, mit sehr geringem Spielraum passender Cylinder oder Kolben *f* eingesetzt und mittelst einer Scharnierstange *g* an das Ende der Bourdonfeder angehängt.

Bei dem Wechsel des Kolbens und der damit verbundenen Spannungsänderung im Cylinder macht die Bourdonfeder Bewegungen und schiebt dabei den Kolben *f* in der Bohrung hin und her, so dass dadurch ein Aufnehmen geringer Mengen Oel aus dem Vorrath und Abstreifen desselben zum Abfluss nach der Schmierstelle hin erfolgt. Die Wirkung tritt beim Leergange ebenfalls ein und hört erst beim Stillstande der Maschine von selbst auf.

Die Anwendung dieser und der folgenden Schmiervorrichtungen auf stationäre Dampfmaschinen ist nicht ausgeschlossen.

Fig. 41

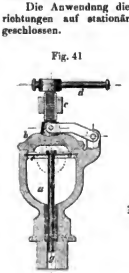
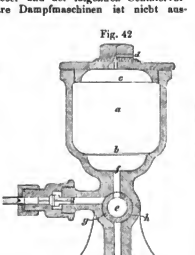



Fig. 42

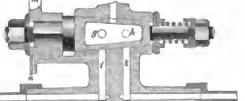



Bei der Schmiervorrichtung von Höhn, Fig. 41, ist der Oelbehälter *a* durch einen Deckel *b* mit Klappbügel *c* und Druckschraube *d* fest verschlossen und enthält dicht unter dem Deckel einen Führungssteg *e*, in welchem sich ein Kolben *f* führt, der seinerseits ziemlich weit in die untere Bohrung *g* hineinreicht und in dieser mit geringem Spielraum sich bewegt. Oben ist sein Hub nach unten durch einen Bund begrenzt, während die Hubbegrenzung nach oben durch den Deckel bewirkt wird. Der auf diese Weise aufgehängte Kolben macht nun infolge des Druckwechsels bei jedem Kolbenwechsel doppelt so viele Hübe wie die Maschine, und bei jedem Hube schiebt er etwas Oel durch den engen Ring zwischen seiner Oberfläche und der Bohrung *g*. Er wirkt also auf dieselbe Weise wie der Kolben in der vorbeschriebenen Vorrichtung; ob mit gleicher Sicherheit, ist fraglich, weil sein Heruntergehen allein durch sein Eigengewicht bewirkt wird.

Unter den Schmierapparaten, bei welchen der willkürlich zur Anwendung gebrachte Dampfdruck die Oelvertheilung bedingt, ist nur einer, der von Kernaul, anzuführen. Derselbe ist in Fig. 42 und 43 dargestellt. Die Zeichnung mag vielleicht nicht in allen Details mit der Kernaul'schen Einrichtung übereinstimmen, indessen giebt sie ein deutliches Bild derselben und der Wirkungsweise des Apparates.

*a* ist der Oelbehälter mit der Siebeinlage *b* und dem Deckel *c*, welch letzterer mit einer Luftöffnung *d* versehen ist. Unterhalb ist ein Hahn *e* mit hohlem Küken angeordnet, welcher drei Bohrungen hat. Die erste derselben *f* verbindet in passender Stellung die Verbindung des Kükens mit dem Oelbehälter, während die beiden anderen *g* und *h*, um 120° versetzt und in verschiedenen Ebenen liegend (Fig. 42), sich nach den beiden Canälen *i* und *k*, welche nach den

Fig. 43




Dampfcylindern der Locomotive führen, hin öffnen. Bei *l* schliesst sich noch ein Canal an, welcher entweder mit *g* oder *f* in Correspondenz treten kann. Dieser Canal dient zur Zuführung von frischem Dampf und ist mit einem Ventil versehen, welches sich bei Compression im Cylinder schliesst, sonst aber durch seine Ansätze den Dampfzutritt zu dem Hahnküken gestattet. Der ganze Apparat befindet sich vorn am Führerstande, wo der Hahn durch einen Griff *m* von Hand gestellt werden kann, um einen oder den anderen Cylinder zu bedienen. Der Sicherheit halber ist noch ein Zeiger *n* angebracht und durch Stifte Anschlag gegeben.

Der hohle Küken füllt sich durch *f* aus dem Oelbehälter und wird dann so gedreht, dass Bohrung *g* oder *f* mit dem Dampfzutritt durch *i* communicirt. Es treibt dann der Dampf das Oel durch *i* oder *k* nach dem betr. Cylinder und zwar in ziemlich vertheiltem, aufgelöstem Zustande. Jedesmal wird nur eine Quantität Oel entsprechend der Fassung des Kükens verbraucht.

Allgemein kann man nun zu den Schmierapparaten noch bemerken, dass es oft sehr erwünscht ist, stets genau über den Vorrath an Schmiermaterial unterrichtet zu sein, der sich in den Oelbehältern noch befindet. Man findet dazu mitunter kleine Oelstandsgläser, ähnlich den Wasserstandsgläsern angebracht.

Um die Füllung der undurchsichtigen Schmiergefässe von Metall zu bewirken, ohne durch Uebergiessen oder durch Ueberfliessen Oel zu vergenden, findet man häufig den Schmierbehältern kleine Oelmaasse (Kannen) beigeliefert, welche genau dem Inhalt einer Füllung entsprechen. Diese Vorsicht gewährt ausser dem Vortheil der Oekonomie auch noch den grösserer Reinlichkeit.

Ueber die zu wählende Grösse der Schmierbehälter für die verschiedenen Zwecke lässt sich Bestimmtes nicht angeben, auch können wegen der verschiedenen Verhältnisse der Maschinen und ihres verschiedenen Zustandes Regeln nicht aufgestellt werden. Es spricht hier nur die Erfahrung mit, daher die Grösse ganz dem Ermessen des Constructeurs, Erbauers oder Besitzers einer Maschine überlassen werden muss.

Digitized by Google

Indem ich hiermit schliesse, bemerke ich nochmals, dass ich von der grossen Anzahl existirender Schmierapparate hier nur die Allerwesentlichsten erwähnen konnte. Eine Kritik oder gar Empfehlung einzelner Vorrichtungen sollte in keinem Falle ausgesprochen werden; es ist nur das Gute, das Mittelmässige oder Schlechte einer Construction angedeutet worden, wo es sich direct aus der Entwickelung ergab.

## Zur „Verwendung des Compound-Systems für Locomotiven".

Hr. v. Borries macht mir in seiner jüngsten Veröffentlichung eines Vortrages über: „Verwendung des Compound-Systems für Locomotiven", S. 447 dieser Zeitschrift, unter Bezugnahme auf meine Arbeit im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens", 1879, S. 119 u. f., einen Vorwurf, den ich um so eher zurückzuweisen berechtigt bin, als 1) ich den betreffenden Vorschlag nie gemacht habe, 2) auch wenn ich denselben gemacht hätte, die Schlussfolgerung des v. Borries vollständig haltlos wäre.

An der betreffenden Stelle sagte ich wörtlich: „Nach meiner Auffassung müsste bei richtiger Compoundwirkung der grosse Cylinder annähernd constant eine halbe Füllung erhalten, so dass seine Füllung beinahe dem Volumen des kleinen Cylinders entspricht. Sowohl eine Compression wie eine Expansion des Dampfes beim Uebertritt aus dem einen in den anderen Cylinder muss zu Verlusten führen". Dagegen v. Borries: „Im kleinen Cylinder einen Füllungsgrad anzuwenden, welcher gleich dem Verhältnisse der Cylinderquerschnitte ist, wie Schaltenbrand an oben genanntem Orte vorschlägt, würde nicht zweckmässig sein, da alsdann bei starker Beanspruchung der Maschine wegen der höheren Receiverspannung dem grossen Cylinder ein unverhältnissmässig grosser Theil der Arbeit zufallen würde, während bei geringer Leistung und niedriger Receiverspannung das Umgekehrte stattfindet".

Dies ist doch nicht dasselbe, was ich gesagt habe, zudem bedingt eine bestimmte Füllung im kleinen Cylinder an und für sich noch keine ungleiche Wirkung.

Eine vergrösserte Füllung im grossen Cylinder senkt die Receiverspannung und verkleinert die Arbeit im grossen Cylinder zu Gunsten derjenigen im kleinen Cylinder. Noch grösser als ich die Füllung vorschlage ($0{,}368 = \frac{1}{1{,}71^2}$ = dem Volumenverhältnisse; vergl. „Organ", XVII. Band, 4. Heft, 1880), kann v. Borries dieselbe doch nicht wohl anwenden. Nach allen bis jetzt aufgenommenen Indicator-Diagrammen ist die Arbeit im grossen Cylinder zu klein gegenüber derjenigen im kleinen Cylinder.

v. Borries setzt fast genau dasselbe, was ich wirklich im „Organ" geschrieben, an die Spitze des betreffenden Absatzes*) seines Vortrages und erkennt es als richtig an. Er will jedoch gleichmässigere Wirkung auf beiden Seiten behufs Ausnutzung der Adhäsion. Dies ist gleich unverständlich wie das Obige, denn seine Triebachsen sind doch nicht von Gummi. Will man die Torsion der Stahlachsen als Beeinträchtigung der Adhäsion betrachten, so ist zu bedenken, dass die Compoundarbeit, bei Beachtung der durch die rechtwinklige Kurbelstellung gleichmässiger über den Kolbenhub vertheilten Wirkung, die Achsen fast immer noch weniger auf Torsion beansprucht, als dies bei einer gewöhnlichen Locomotive der Fall ist; auch ist das Radgewicht in Rechnung zu stellen. Wenn mir Zeit und Raum bleibt, gedenke ich in einem späteren Artikel die Sache etwas eingehender zu besprechen.

Berlin, 10. October 1880. Carl Schaltenbrand.

*) S. 453 d. Z.: „2. Beschreibung der Steuerung".

# Literarisches.

**Die Locomotiven** für Bahnen minderer Ordnung oder starker Steigungen, mit besonderer Berücksichtigung der Zahnradlocomotiven. Ein Hülfsbuch für Studirende und Eisenbahn-Ingenieure von Karl Müller, diplomirter Ingenieur. Mit 33 Abbildungen im Text und 8 lithographirten Tafeln. München. Theodor Ackermann. 1880.

Der Verfasser behandelt die Locomotiven für Neben- und Gebirgsbahnen auf 40 Seiten in gr. Quer-Folio, um wie das Vorwort sagt, den Ingenieur mit dem Wesen der Locomotiven und ihren Functionen vertraut zu machen. Er ist der Ansicht, dass es für solche Bahnen unabweisbar nöthig sei, das Locomotivgewicht im Verhältniss zur Zugkraft möglichst zu vermindern. „Um dies zu ermöglichen", sagt der Verf. im Vorworte, „muss der tracirende Ingenieur nicht nur die Bahn als solche entwerfen, sondern es muss sowohl der Unterbau als auch die Zugförderungsmittel und die Art der Zugförderung als ein zusammenhängendes Ganzes aufgefasst werden."

Die hier ausgesprochenen Ansichten sind wohl für alle Bahnen ohne Ausnahme richtig und bekannt, jedoch in Bezug auf den tracirenden Ingenieur nur in sofern, als derselbe es vermeiden muss, einzelne starke Steigungen oder Schwierigkeiten anderer Art, ohne Noth, nur aus Sparsamkeit in die Bahn zu bringen, welche bedingen, dass beim Betriebe übermässig schwere Locomotiven durch ihr todtes Gewicht die Zinsen der Ersparnisse mehrfach auffressen. Es ist dies eine Rentabilitätsfrage, welche der Verf. mit den in diesem Buche gegebenen Anleitungen allgemein nicht beantworten wird.

Auf das Locomotivgewicht bei vorgeschriebener Leistung kann nur der praktische Maschinen-Constructeur durch eine mehr oder minder sachverständige und glückliche Lösung seiner Aufgabe einen Einfluss ausüben. Um den tracirenden Ingenieur mit dem Wesen des Locomotivbetriebes vertraut zu machen, erscheint uns eine Erläuterung der Betriebsresultate durch den Einfluss der Constructionsverhältnisse mehr geeignet, als die hier gegebene rein theoretische Arbeit.

Der Abschnitt I: „Die Bewegung und das Gewicht der Züge und Locomotiven" beweist nach dem Satze: „Zugkraft = Widerstand" an einer Dreiecksfigur, dass $tg\,\alpha = \frac{h}{L} = s$, und dass der Abtrieb auf der geneigten Ebene $s\,(P_0 + P_1)$ ist. Dann berechnet der Verf. den Eigenwiderstand eines Fahrzeuges, auf die Horizontale und die Längeneinheit bezogen, zu $\frac{w\,P}{\cos\alpha}$. Nach unserer Ansicht zerlegt sich die Schwerkraft des Fahrzeuges in zwei Componenten, von denen der Abtrieb $P\sin\alpha$ oder für kleine Winkel annähernd $P\,tg\,\alpha$ ist, und von denen die Wirkung senkrecht gegen die Schiene sich zu $P\cos\alpha$ berechnet. Der Widerstand auf die Schienenlänge bezogen ergiebt sich zu $w\,P\cos\alpha$ und auf die horizontale Längeneinheit gerechnet zu $w\frac{P\cos\alpha}{\cos\alpha} = Pw$. In einer Tabelle, an 15 Steigungen von 0 bis 300 ‰, beweist der Verf. dem tracirenden Ingenieur, dass $\cos\alpha$ für kleine Winkel gleich Eins gesetzt werden kann. Nach Entwickelung der Gesammtwiderstände auf einer Steigung $Z = w\,P + x\,(P_0 + P_1)$ sagt der Verf. beim Maschinenwiderstande: „Die Widerstände, welche die Maschine für sich allein ihrer eigenen Bewegung auf der Horizontalen entgegensetzt, sind in dieser Formel nicht enthalten, da dieselben durch die Dampfmaschine bereits parallelisirt sein müssen, bevor die Zugkraft $Z$ am Radumfange auftritt; dagegen müssen diese Kräfte in Rechnung gestellt werden, sobald es sich um die Berechnung der Dampfmaschine selbst handelt. Die Grösse dieser Widerstände ist nach Obigem $= w_1 P_1$." Wenn der Verfasser hier unter Maschine das Triebwerk versteht und nicht die Locomotive, so ist der erste Satz richtig. Die Zugkraft wirkt jedoch nicht am Radumfange, sondern direct an den gekuppelten Achsen und indirect am Zughaken. Es bleibt in der Folge mehrfach unbestimmt, was unter $w_1 P_1$ gedacht ist. Der Widerstand im Triebwerke ermittelt sich nicht nach $P_1$, dem Locomotivgewichte, und der Widerstand als Fahrzeug steigt und sinkt mit dem Zugwiderstande $Pw$, so dass er nicht vorweg abgezogen werden kann.



Digitized by Google

Unter: „Anfahrt des Zuges“ sagt der Verf.: „Ist der Zug in Ruhe und soll in Bewegung gesetzt werden, so ist die Zugkraft $Z$ hierzu nicht ausreichend, sondern es muss noch eine Kraft hinzutreten, welche im Stande ist, dem Zuge in einer bestimmten Entfernung vom Ausgangspunkte die lebendige Kraft $\frac{M v^2}{3600} = \frac{(P+P_1) v^2}{g \times 3600}$ zu ertheilen.

Für $v$ in Metern pro Stunde müsste es richtig lauten $M\left(\frac{v}{3600}\right)^2 = \frac{(P+P_1)}{g}\left(\frac{v}{3600}\right)^2$. Der Verf. übersieht hier und in der Folge die grösseren Reibungswiderstände der Ruhe und andere Gründe, welche das Losmachen eines Zuges, wie die österr. Ingenieure es richtig nennen, erschweren. Wir werden noch später darauf aufmerksam machen, zu welchen Trugschlüssen die Auffassung des Verf. über das Anfahren führt. Thatsache ist, dass die Zugwiderstände beim Anziehen auf horizontaler und gerader Bahn je nach den Umständen 8 bis $25^{kg}$ pro Tonne betragen, während die Widerstände bei ganz kleiner Geschwindigkeit $2^{kg}$ nur selten übersteigen, dagegen mit zunehmender Geschwindigkeit, bei $90^{km}$ in der Stunde, 7 bis $8^{kg}$ pro Tonne wieder erreichen. Nachdem der Zug los gemacht ist, ergiebt sich ein Ueberschuss an Zugkraft von mindestens $6^{kg}$ pro Tonne der Bruttolast, mit dem die Beschleunigung der Masse beginnt. Da dieser Kraftüberschuss in den meisten Fällen zu gross ist, schliesst der Locomotivführer nach erfolgter Lösung den Regulator nach und beschleunigt dann die Bewegung vorsichtig mit zunehmender Kraft. Wenn die Widerstände der Ruhe überwunden sind, genügt ein kleiner Kraftüberschuss, die Bewegung einzuleiten. (So z. B. bei einem Schiffe auf stehendem Wasser.) Setzen wir in die Gleichung des Verfassers $Z_1 = \frac{(P+P_1)}{2gl} \cdot \frac{v^2}{3600^2}$ den Werth $\frac{v}{3600} = 0{,}01^m$ und $l = 0{,}01^m$ ein, so ergiebt sich $(P+P_1) \cdot \frac{0{,}0001}{2g \cdot 0{,}01}$ = rot. $0{,}005\,(P+P_1)$ oder $0{,}5^{kg}$ pro Tonne als erforderlich, während in der That 6 bis $23^{kg}$ pro Tonne vorhanden sind. Die Beschleunigung kann während des Losmachens verschwindend klein sein, bald nachher erreicht sie ihr wirkliches oder absichtlich begrenztes Maximum und nimmt bei zunehmender Geschwindigkeit, zunehmendem Widerstande und abnehmendem Kraftüberschusse bis Null ab, wenn die Maximalgeschwindigkeit erreicht ist. Die Kraft $Z$ kann demnach keine Constante, wie der Verf. sie berechnet, und wird auch nicht bei der Maximalgeschwindigkeit zu beliebiger Verwendung frei, wie der Verf. nach später folgenden Aeusserungen annimmt, sondern sie wird Null.

Beim „Anhalten des Zuges“ berechnet der Verf. allgemein die Bremskraft zu $B_1 = \frac{(P+P_1) v^2}{2gl \cdot 3600} - P(w+x) - P_1(w_1+x)$. Richtig und umgeformt lautet dies $B_1 = \frac{P+P_1}{2gl}\left(\frac{v}{3600}\right)^2 - (P+q\,P_1)\,w - (P+P_1)\,x$.

$q$ ist hier das Verhältniss $\frac{w}{w_1}$, welches je nach der Locomotivconstruction wechselt. Mit dieser Form hätte der Verf. die nachfolgende Erläuterung über die Bremskraft bei fallender Bahn mit der Bemerkung sparen können: „Bei fallender Bahn wird das letzte Glied negativ“. Das Zusammenwerfen der Zugwiderstände mit dem Abtriebe auf der Steigung führt zur Unklarheit.

Sehr kurz springt der Verf. mit der Uebertragung der Dampfarbeit auf den Zughaken um. Die Zugkraft wirkt, wie bereits bemerkt, nach seiner Auffassung am Radumfange, jedoch leider umgekehrt gerichtet. Er setzt ihr in der Figur einen Pfeil entgegen, welcher mit $Z$ bezeichnet und in der Schiene gezeichnet ist. Dieser Pfeil soll wohl die Schienenreaction vorstellen, welche den Zug vorwärts schiebt. Dazu sagt der Verf.: Es ist sofort einleuchtend, dass die Arbeit, welche bei einer Radumdrehung durch de Zugkraft im Umfange und durch die Ueberwindung der inneren Maschinenwiderstände verrichtet wird, gleich sein muss der Arbeit, welche der Dampfdruck in der gleichen Zeit leistet. Diese Arbeit ist gleich gesetzt $\pi D(Z+P_1 w_1)$ oder $\frac{p d^2 l}{D} = Z + P_1 w_1$.

Wir fassen die Ausnutzung der Dampfarbeit etwas anders auf.

Die Effectiv-Triebkraft $T = \psi \frac{p d^2 l}{D}$ wird, so lange die Räder nicht schleifen, von den gekuppelten Achsen auf die Rahmen übertragen. Sie entspricht der nützlichen Dampfarbeit nach Abzug der inneren Widerstände des Triebwerkes, und der Coefficient $\psi$ wechselt nach der Construction des Triebwerkes, dem Füllungsgrade und der Fahrgeschwindigkeit. Der wechselnde Widerstand, welchen die Locomotive der Fortbewegung als Fahrzeug entgegensetzt, und den wir $P_1 w_1$ nennen würden, überträgt sich ebenfalls wie bei jedem Wagen durch die Radachsen auf die Rahmen; er subtrahirt sich hier von der Triebkraft $T$, und es resultirt $Z = T - P_1 w_1$, welche Kraft von den Rahmen auf den Zughaken übertragen und gewöhnlich Zugkraft genannt wird. Um irgend eine genaue Rechnung ausführen, muss man $T = \psi \frac{p d^2 l}{D} = Pw + P_1 w_1 + x(P+P_1)$ oder einfacher $T = (P + q\,P_1) w + (P + P_1) x$ setzen, wobei $q = \frac{w_1}{w}$ sich für eine bestimmte Locomotivconstruction ein für alle Male feststellen lässt.

Am Radumfange, im Contacte mit der Schiene, wird die Adhäsion oder Reibung wirksam, von welcher der Verf. leider zu spät spricht, und so lange das Rad nicht schleift, befindet sich der Radumfang im Contacte mit der Schiene, hat daher der Fahrrichtung relativ in Ruhe, so dass keine Arbeit am Radumfange verrichtet werden kann*). Selbst die rollende Reibung wird nicht am Umfange, sondern in der Achsmitte von der Triebkraft überwunden. Eine Kraft, im Contacte tangential am Radumfange wirkend, rollt nicht das Rad, sondern schleift es, und in der That wird eine Arbeit am Radumfange nur dann verrichtet, wenn das Rad schleift. Wie denkt sich der Verf. die Zugkraft vom Radumfange nach dem Zughaken übertragen?, und wie die Widerstände der Locomotive - Laufräder überwunden?

Im Capitel 2: „Die Zugs- und Maschinenwiderstände“ zergliedert der Verf. den Gesammtwiderstand in den Luftwiderstand, die verschiedenen Reibungswiderstände in den Achslagern und in Widerständen, welche entstehen, wenn die Spurkränze seitlich an die Schienen gedrückt werden. Die rollende Reibung ist nicht angeführt, so dass dem Verf., welcher die Luftwiderstände unbeachtet lässt, in der geraden Bahn nur die Zapfenreibung erübrigt.

Der Luftwiderstand oder das weitere Glied $cv^2$, welches der Verf. fallen lässt, beträgt für $30^{km}$ Fahrgeschwindigkeit ca. $40^{kg}$ für eine Locomotive mit normaler Spur, und für jeden folgenden Wagen noch 1 bis $2^{kg}$, so dass derselbe zwischen 50 und $100^{kg}$ schwankt. Bei $30^{km}$ Windgegen-Fahrgeschwindigkeit vor dem Kopfe wächst der Luftwiderstand nach dem Quadrate der relativen Geschwindigkeit auf das 4fache, also auf 200 bis $400^{kg}$, und Diagonal- oder Seitenwind wird noch weit wirksamer. Solche Widerstände können nicht einfach vernachlässigt werden.

Die Zugwiderstände giebt der Verf. nach einigen Erörterungen über die Unmöglichkeit einer allgemeinen Bestimmung nach dem Kalender für Eisenbahntechniker, jedoch in unbequemerer Form zu $(1{,}45 + 0{,}08\,v)\,P$ an, ohne einen Unterschied zwischen Personen- und Güter-, beladenen und unbeladenen Wagen zu machen, welcher bekanntlich sehr bedeutend ist. Der Verf. giebt demnach die Curvenwiderstände nach Lindner und die Locomotivwiderstände für Sechs- und Achtkuppler mit der Fahrgeschwindigkeit bedeutend wachsend an, so dass sie demnach unmöglich bei der Berechnung der Zugkraft ein für alle Male abgezogen werden können.

Unter Capitel 3: „Bestimmung des Maschinengewichtes“ giebt der Verf. vorab eine vergleichende Aufstellung über das Eigengewicht von Locomotiven pro Pferdestärke und kommt bei der grossen Abweichung der Resultate zu dem Schlusse, dass man noch weit von den einheitlichen Principien im Locomotivbaue entfernt sei. Diese Schlussfolgerung ist eine ungerechtfertigte, denn abgesehen davon, dass der Verf. Locomotiven mit Schlepptendern und Tenderlocomotiven abnormer Construction in Vergleich stellt, müsste er bedenken, dass die

*) Der Contact bildet den Stützpunkt der Hebelwirkung

Digitized by Google

Leistung ein und derselben Locomotive, sowohl nach der Fahrgeschwindigkeit als auch nach dem Brennwerthe der benutzten Kohlen, ganz bedeutend schwankt, so dass derartige Vergleiche nur bei gleicher Geschwindigkeit und gleichem Brennmaterial möglich sind. Fast ebenso unzweckmässig ist ein Vergleich des Gewichtes pro Quadratmeter Heizfläche, da die Rostfläche ungleich wichtiger ist für die Dampfentwickelung, als die Gesammt-Heizfläche. Dies beweist sofort der nächste Absatz über das Verdampfungsvermögen der Heizfläche. Der Verf. behandelt in diesem die unbedeutende Heizwirkung in den Endstrecken langer Siederöhren. Vorab ist die Semmering-Locomotive mit 20 $^{kg}$ Wasserverdampfung pro Quadratmeter Heizfläche in Vergleich gestellt mit anderen Locomotiven, welche mit kurzen Heizröhren 30 bis 36 $^{kg}$ und bei grösserer Fahrgeschwindigkeit bis 40 $^{kg}$ Wasser pro Quadratmeter verdampften. Hier ist neben der erhöhten Blaswirkung zu beachten, dass auf dem Semmering Kohlen benutzt werden, von denen 1 $^{kg}$ nur 4 bis 4,1 $^{kg}$ Wasser verdampften, während bei guten Steinkohlen die Verdampfung doch 7 bis 9 $^{kg}$ beträgt.

Zu den Versuchen über die Heizkraft in verschiedenen Abtheilungen langer Locomotivkessel sagt der Verf.: „Diese Zahlen zeigen deutlich, wie ein Locomotivkessel construirt werden soll". Die angegebenen Verhältnisse sind jedoch nur für eine ganz bestimmte grosse Rohrlänge richtig, und da diese nicht angegeben ist, zeigen die Zahlen leider nicht das Mindeste. Sie sind geeignet, den traceirenden Ingenieur zu dem Irrglauben zu führen, er dürfe von jeder beliebigen Kesssellänge so oft 1/4 mit nur 2 bis 3 pCt. Heizkraft abschneiden, bis das Kesselgewicht Null wird. Der Verfasser giebt zu, dass die Semmering-Locomotiven eine Brennmaterial-Ersparniss von 20 pCt. gegenüber anderen Locomotiven mit kurzen Röhren ergeben und stellt das todte Mehrgewicht diesem Gewinne gegenüber. Es ist jedoch hier zu beachten, dass die Semmering-Locomotiven auf den bedeutenden Gebirgsstrecken ihr ganzes Gewicht als Adhäsions- und Bremsgewicht bedürfen. Das meiste todte Gewicht sitzt nicht in der grösseren Kessellänge, sondern in dem Schlepptender. Es dürfte jedoch eine einfache Tendermaschine die dort nöthigen Vorräthe an Wasser und Kohlen nicht wohl fassen können. Der Verf. behandelt die Sache zu allgemein und beachtet zu wenig die localen Verhältnisse. Wenn der Verfasser dann zu dem Schlusse kommt: „Es muss somit als erstes Princip für unsere Locomotiven ein Kessel mit grosser directer und kleiner indirecter Heizfläche aufgestellt werden", so ist dies ein für alle Locomotiven längst erkannter Satz, dessen Begründung zum Theile in dem verminderten Luftzuge, welchen beim Absaugen von Russ in den Endstrecken längerer Röhren, ganz besonders aber in dem Umstande zu suchen ist, dass mit einer grossen directen Heizfläche fast immer eine grosse Rostfläche verbunden ist, deren Einfluss man nicht ganz der Ersteren zuschreiben darf.

Gerade bei Nebenbahnen dürfte die grösste Ausnutzung der Heizkraft behufs Ersparnissen an Brennmaterial geboten sein, es darf dieselbe jedoch bei langsam fahrenden Locomotiven nicht in übermässig langen, sondern in vielen kürzeren Röhren erreicht sein. Eine Rentabilitätsberechnung, in welcher die Kohlenersparnisse gegen die Beförderung des todten Mehrgewichtes aufgewogen werden, muss sich mit steigenden Kohlenpreisen und abnehmender Fahrgeschwindigkeit mehr zu Gunsten der specifischen Heizfläche neigen.

Der Verf. kommt schliesslich zu dem Resultate, dass pro Tonne Maschinengewicht rund 100 $^{kg}$ Wasser pro Stunde verdampft werden müssen.

Unter: „Arbeits-Aequivalent der Gewichtseinheit Dampf" erklärt der Verf. 10 Atm. Ueberdruck für die zweckmässigste Dampfspannung bei Locomotiven minderer Ordnung. Er sucht demnach durch Anführung der theoretischen Dampfarbeit für 26, 34, 45 und 60 pCt. Cylinderfüllung einen Begriff des Arbeitswerthes für die Dampfeinheit zu geben, auch weichem der Letztere mit der Abnahme der Füllung unbegrenzt steigt. Nach dem Verf. sind es nur die grössere Compression und die Unbequemlichkeit grosser Cylinder, welche der Verkleinerung des Füllungsgrades eine Grenze setzen. In der That erlauben die üblichen Locomotivsteuerungen nur eine Expansion bis auf das 4.-, höchstens 6fache Volumen, und es wird bei diesen kleinen Füllungsgraden die wirksame Hublänge durch vor-eiligen Dampfaustritt so sehr abgekürzt, dass durch Flächencondensation mehr an Dampfwärme verloren geht, als der Arbeitsgewinn durch grössere Expansion ersetzen kann. Es liegt deshalb bei Hochdruckmaschinen ohne Präcisionssteuerung der günstigste Füllungsgrad erfahrungsmässig zwischen 1/4 bis 1/5 Füllung.

Der Verf. nimmt nun an, dass bei einer Locomotive mit zwischen 20 und 40 pCt. Füllung des Cylinders pro Pferdestärke und Stunde 10 $^{kg}$ Dampf verbraucht werden. Dieser Verbrauch erscheint uns viel zu klein, und in der That berechnet der Verf. auch später höhere Verbrauchszahlen. Dort werden wir auf diesen Gegenstand zurückkommen; es sei hier noch bemerkt, dass es bei der Gewichtsbestimmung der Locomotive, wie sie der Verf. ausführt, nicht auf den theoretischen Verbrauch von trockenem Dampfe im Cylinder, sondern auf die wirkliche Wasserverdampfung im Kessel ankommt, denn wenn wir selbst die Ansicht des Verf.: „dass der genaue Mehrverbrauch auf die Wasserheile, welche der Dampf mitnimmt, zu rechnen ist", anerkennen wollten, so nehmen doch diese Wassertheile mehr als 100 Wärmeeinheiten pro Kilogramm mit aus dem Kessel. Nach der obigen Annahme und einer früheren, wonach bei 10 $^{kg}$ Maschinengewicht pro Stunde 1 $^{kg}$ Wasser verdampft wird, kommt der Verf. zu dem runden Schlusse, dass eine Locomotive pro Pferdestärke 100 $^{kg}$ wiege soll. Er beruft sich bei seiner Entwickelung auf eine Tenderlocomotive No. 265 von Krauss in München, deren Gewicht er zu 6300 $^{kg}$ und deren Heizfläche zu 17,4 $^{qm}$ angiebt. Wir finden bei den Locomotiven dieser Fabrik eine solche von 30 Pferdest. mit 18,2 $^{qm}$ Heizfläche und 6300 $^{kg}$ Dienstgewicht, welche nach obiger Angabe nur 3000 $^{kg}$ wiegen dürfte. Selbst wenn wir nach der garantirten, nachgeschleppten Last $\frac{2 \cdot 6{,}3 + 125}{125} \cdot 30 = 33$ Bruttopferdest. rechnen, ergeben sich nur 3150 $^{kg}$ Gewicht. Da muss doch Einer sich irren, entweder Hr. Krauss oder der Verf. Da das Adhäsionsverhältniss der betreffenden Locomotiven unter 1/10 bleibt, so muss angenommen werden, dass die praktische Ausführung ein kleineres Dienstgewicht nicht gestattet. Bei Adhäsionsmaschinen ist das Minimal-Gewicht durch grösseren Widerstand beim Anziehen bedingt, was jedoch bei einem Adhäsionsgewicht von mehr als dem 10fachen der garantirten Zugkraft nicht mehr in Betrachtung kommen kann. Der ganze folgende Absatz: „Maschinengewicht pro Tonne Zugkraft bei verschiedenen Geschwindigkeiten" und alle an dessen Tabellen anschliessende Entwickelungen dürften demnach verlorene Arbeit sein. Da der Verf. in den Tabellen dieses Absatzes für eine Locomotive von 1 $^{t}$ Zugkraft mit zunehmender Geschwindigkeit eine nach demselben Verhältnisse zunehmende Pferdestärke und danach zunehmendes Gewicht rechnet, so bestätigt dies unsere frühere Bemerkung, dass ein Vergleich nach Pferdestärken nur für eine bestimmte Geschwindigkeit möglich ist, es sei denn, dass der Verf. annimmt, die Zugkraft stimmt mit der Geschwindigkeitszunahme in gleichem Verhältnisse ab.

Wir führen von den Resultaten dieses Abschnittes nur folgende an. Nach einer graphischen Figur No. 3 und einer kleinen Tabelle hat eine Locomotive von 10 $^{t}$ Gewicht für $v = 40^{km}$ $Z = 0{,}5^{t}$, für $v = 5^{km}$ $Z = 5{,}5^{t}$, für $v = 2{,}5^{km}$ $Z = 13{,}5^{t}$ und für „gleich Null, also beim Anziehen, die Zugkraft $Z = 27^{t}$.

Während demnach nach dem Verf. die Zugkraft bei 0 bis 40 $^{km}$ Fahrgeschwindigkeit von 27 $^{t}$ auf 0,5 $^{t}$ für 10 $^{t}$ Dienstgewicht abnimmt, fällt dieselbe nach genauen Versuchen für dieses Gewicht von $v = 0$, $Z = 1{,}4^{t}$ auf $v = 45^{km}$, $Z = 0{,}75^{t}$ bis $v = 90^{km}$, $Z = 0{,}4^{t}$, also von 0 bis 90 $^{km}$ Geschwindigkeit auf 1/2.

Es ist bei den Berechnungen des Verf. neben Anderem überschen, dass bei grösserer Fahrgeschwindigkeit, bei lebhafterem Luftzuge die Dampfentwickelung steigt.

Der Absatz: „Maschinengewicht pro Tonne Netto-Zugkraft am Zughaken der Maschine" beginnt: „Diese Zugkraft $Z$ ist nach dem früher Gesagten die Kraft, welche am Radumfange der Locomotive wirkt". Also die Kraft am Zughaken ist diejenige, welche am Radumfange wirkt. Wo bleibt denn der Widerstand der Laufräder und des Tenders, wenn ein solcher vorhanden ist? Ist $P_1 w_1$ nun noch der innere Widerstand des Triebwerkes oder derjenige der ganzen Locomotive?

Digitized by Google

Der Verf. zieht nun die Steigungen in Beachtung. Er giebt in Tabellen und graphisch auf Tafel I: „Das Maschinengewicht in Tonnen pro Tonne Netto-Zugkraft und umgekehrt die Zugkraft in Tonnen pro Tonne Maschinengewicht für verschiedene Geschwindigkeiten". Aus der ersten Tabelle ersehen wir z. B., dass pro Tonne Zugkraft für $5^{km}$ Geschwindigkeit auf der Horizontalen $1{,}8^{t}$, bei 500 ‰ Steigung $31{,}1^{t}$ und schon bei 532 ‰ Steigung ein unendlich grosses Maschinengewicht erforderlich ist. Dies sagt nichts Anderes als: eine Locomotive von $1{,}8^{t}$ Gewicht zieht auf der horizontalen Bahn ca. 400 bis $500^{t}$ Last mit $5^{km}$ Geschwindigkeit und eine Locomotive von $31{,}1^{t}$ Gewicht leistet das Gleiche auf einer Steigung von 45 Grad, dagegen muss bei einer wenig grösseren Steigung das Locomotivgewicht unendlich gross sein!

Nunmehr rechnet der Verf. die gezogenen Lasten pro Tonne Zugkraft auf verschiedenen Steigungen, wobei der Zugwiderstand $w = 4^{kg}$ angenommen ist und stellt die Resultate für verschiedene Zugkräfte von 1 bis $6{,}5^{t}$ tabellarisch und auf Tafel II graphisch zusammen. Er sagt zu diesen Resultaten: „Wir finden hieraus zunächst, dass auf ebener Bahn schon mit kleinen Zugkräften ganz ungeheuere Lasten gezogen werden können. Thatsächlich stellen sich aber der Anwendung dieser Zahlen praktische Hindernisse entgegen, indem einerseits lange Züge den ganzen Betrieb schwierig machen, andererseits so grosse Lasten in den seltensten Fällen zu Gebote stehen." Die vom Verf. angeführten Hindernisse sind keine, denn man kann doch beliebig das Dienstgewicht und die Zugkraft vermindern, bis sie zu den vorhandenen oder den zulässigen Zuglängen von 100 Achsen passen. Hauptbahnen, wie Semmering, Mont-Cenis, Pistoja-Poretta, Giovi-Bahn, Ober-Baun, Potsdam-Tiflis und Indianopolis, welche der Verf. anführt, erreichen mit ihren Locomotiven beziehungsweise nur rot. 71, 84, 60, 72, 47, 57 und 73 pCt. derjenigen Zuglast, welche in seinen Tabellen berechnet sind. Die Gründe verspricht der Verf. später nachzuweisen. Wir können den Grund gleich angeben. Die genannten Locomotiven müssen ihre Lasten auf der Steigung, wenn auch nicht immer auf der Maximalsteigung, anziehen können, wozu eine ungleich grössere Zugkraft erforderlich ist. Sie müssen ferner die Lasten auch noch bei starkem Gegen- oder Seitenwind, oft mit Schneegestöber verbunden, befördern, und sie können immer von solchen Hindernissen in der Fahrt überrascht werden.

Der Verf. sucht die Begründung in dem mangelnden Gütewerthe der genannten Locomotiven. Unter Gütewerth versteht er nicht etwa das Verhältniss von Leistung und Gewicht oder Leistung und Kosten, sondern er rechnet pro Tonne Dienstgewicht für verschiedene Steigungen und Geschwindigkeiten 133 Gütewerthe für eine Locomotive, welche er tabellarisch und auf der Tafel III auch graphisch zusammenstellt. Unter diesen Angaben befindet sich z. B. diejenige, dass bei $40^{km}$ Geschwindigkeit und bei 53 ‰ Steigung (1 : 19) der Gütewerth jeder Locomotive, welche nach des Verf. Angaben construirt ist, gleich Null wird, während bei $5^{km}$ Geschwindigkeit dieser Nullwerth erst bei mehr als 45 Grad Steigung erreicht wird! Der Verf. nimmt das Maximum des Dienstgewichtes für eine dreiachsige Locomotive minderer Ordnung zu $24^{t}$ und einer Zwillings-Locomotive nach Fairlie oder Mayer zu $32^{t}$ an und giebt tabellarisch die zulässigen Steigungen in Meter pro Kilometer für verschiedene Zugkräfte. In diesen Tabellen steht z. B.: „Eine Locomotive von $24^{t}$ Dienstgewicht zieht bei $5^{km}$ Geschwindigkeit eine Last mit $1^{t}$ Zugkraft eine Steigung von 490 ‰, etwas weniger als 45 Grad, hinan, dagegen mit $6{,}5^{t}$ Zugkraft noch auf einer Steigung von 261 ‰." Dabei sind die Zugkräfte leistungsfähiger als gerechnet, denn es ist cos 45° = 0,707 und nicht gleich 1, so dass hier $Z = P\,(w \,.\, 0{,}707 + x)$ zu setzen wäre.

Der Verf. sagt unter Anderem zu diesen Tabellen: „Wir haben aus Tabelle 4 gesehen, dass auf unseren grössten Bahnen mit grösseren Steigungen nirgends das bei $6{,}5^{t}$ zulässige Maximalgewicht der Zuglast erreicht ist; erkennen aber aus Tabelle 6 und 7, dass es auch mit geringem Locomotivgewichte erreicht werden kann." Der Verf. übersieht auch diesmal das Anziehen, bei dem die Maximal-Zugkraft von $6{,}5^{t}$ sehr oft erreicht wird. Eine Maschine von $24^{t}$ Gewicht kann zudem mit einem Adhäsionsverhältnisse von $\frac{1}{3{,}7}$ nicht eine Zugkraft von $6{,}5^{t}$ ausüben. Aber abgesehen von der Adhäsion, bei einem künstlichen Stützmittel ist die Leistung zu hoch berechnet, wenn $10^{kg}$ Dampf pro Pferdestärke und Stunde nicht anreichen. Nach Zeuner entspricht dies einem Wirkungsgrade von 82,1 pCt. Krauss in München rechnet $28{,}2^{kg}$ Wasserverbrauch pro Pferdestärke und Stunde, Mallet's Compound-Locomotive verdampft nach genauen Messungen, bei guter Ausnutzung des Compound-Systemes, $11{,}6$ bis $12{,}2^{kg}$ Wasser und bei unvortheilhafter Ausnutzung $15{,}2^{kg}$ pro Pferdestärke und Stunde. Der Dampfverbrauch darf eben so wenig wie der Zugwiderstand für verschiedene Geschwindigkeiten als constant eingesetzt werden.

In dem Abschnitte II: „Die Berechnung des Bewegungsmechanismus und des Dampf- und Kohlenverbrauches" nimmt der Verf. als Hauptbedingung für die Wahl der Constructionsverhältnisse des Triebwerkes die erforderliche Blaswirkung. Er hält $2^{m}$ Kolbengeschwindigkeit für das Minimum, bei welchem die nöthige Dampfmenge noch erzeugt werden kann, und von dieser Annahme ausgehend, bestimmt er die Constructionsverhältnisse. Nach unserer Auffassung kann nur die Anzahl der Dampfstösse pro Minute und die Dampfmenge jedes Stosses von Einfluss auf die Blaswirkung sein. Die Form des Cylindervolumens bei absolut gleichem Volumen kann doch keinen Einfluss auf die Blaswirkung ausüben. Es schwanken nach des Verf. eigener Angabe die Verhältnisse zwischen dem Cylinderdurchmesser und dem Hube zwischen $l = 1{,}2$ bis $1{,}7\,d$. Bei dieser Verschiedenheit kann der Hub bei gleichem Cylindervolumen wechseln wie 1 : 1,8 ohne den geringsten Einfluss auf die Blaswirkung. In der That ist $l = 1{,}5\,d$ bis $2d$ bei ausgeführten deutschen Locomotiven, so dass ein Hub zwischen 1 bis 1,7 wechseln kann bei gleichem Volumen. Wenn demnach keine anderen Gründe als die Blaswirkung die Wahl der Constructionsverhältnisse bestimmten, so würde für diese in der Kolbengeschwindigkeit der weiteste Spielraum gegeben sein.

Bei gleichem Dampfverbrauche in der Minute nimmt stets die Gleichmässigkeit und, bis zu einem Maximum, auch die Stärke des Zuges mit der Anzahl der Dampfstösse pro Minute zu, es ist jedoch in der Nähe dieses Maximums der Unterschied so gering, dass auch für die Grösse des Cylindervolumens in Bezug auf die Blaswirkung noch ein grösserer Spielraum bleibt, und dieser kann durch geeignete Blastvorrichtungen noch erweitert werden. Bei Mallet's Compound-Locomotiven, welche bei directer Arbeit doppelt so viel Dampfstösse pro Minute ergeben als bei der Compound-Arbeit, ist bei der Letzteren eine Verminderung des Zuges nicht beachtet worden, obschon der Dampfverbrauch noch um die Ersparnisse der Compound-Arbeit kleiner war. Wenn man auch bei der Wahl der Constructions-Verhältnisse die Blaswirkung beachten muss, so kann diese doch unmöglich die Hauptbedingung für die Construction des Triebwerkes abgeben. Die Grösse des Kolbenquerschnittes und das Hebelverhältniss $\frac{l}{D}$ sind in erster Linie bedingt durch die zum Anziehen der Maximallast erforderliche Zugkraft. $100\,d^2\,\frac{\pi}{4}\,\frac{l}{D}\,p$ ist als runde Zahl die Antriebkraft. $q\,\frac{l}{D}$ ist das Maass der Zugkraft, und die Wahl der einzelnen Grössen dieses Werthes muss anstreben: 1) möglichst geringe Wärmeverluste des Dampfes an den Kolben und die Cylinderwände, also möglichst kleine Oberfläche bei gleichem Volumen; 2) Verkleinerung der lebendigen Kraft der schwingenden Massen, also des Productes dieser Massen mit dem Quadrate der Kolbengeschwindigkeit; 3) Möglichkeit der Ausführung und Dauerhaftigkeit. Diese drei Bedingungen decken sich fast für normale Verhältnisse. Es ergeben sich so Kolbengeschwindigkeiten von 2 bis $3^{m}$, jedoch auch weit grössere und kleinere, selbst bei gut construirten Locomotiven für Nebenbahnen.

Der Verf. rechnet die Triebraddurchmesser für bestimmte Hublängen und Geschwindigkeiten, einmal für $2^{m}$ und einmal für $3^{m}$ Kolbengeschwindigkeit. Krauss in München wählt bei $v = 22{,}2^{km}$ Fahrgeschwindigkeit für Bahnen 2. Ordnung $\frac{l}{D} = 0{,}41$ bis $0{,}46$ und für normale Spurweite $\frac{l}{D} = 0{,}56$,

Digitized by Google

also nach Grösse und Zweck sehr verschieden. Der Verf. rechnet für die Kolbengeschwindigkeit $v_1 = 2^m$, $\frac{l}{D} = 0{,}49$ und für $v_1 = 3^m$, $\frac{l}{D} = 0{,}74$, welches Letztere er unter allen Umständen für besser hält. Die Maschinen-Bau-Gesellschaft Karlsruhe nimmt bei $v = 7{,}2^{km}$, $l = 0{,}26^m$, $D = 0{,}344^m$, also $\frac{l}{D} = 0{,}31$. Der Verf. dagegen bei $v = 7{,}3^{km}$ und $v_1 = 2^m$, $l = 0{,}3^m$, $D = 0{,}3^m$, also $\frac{l}{D} = 1{,}0$ oder dreimal so gross. Die kleinen Locomotiven der Maschinenfabrik Zorge haben $l = 0{,}25^m$, $D = 0{,}4^m$, also $\frac{l}{D} = 0{,}416$ und die Werkstätten-Locomotiven der Soc. J. Cockerill sind erbaut mit $l = 0{,}35^m$, $D = 0{,}665^m$, also $\frac{l}{D} = 0{,}41$. Der Verf. giebt für $v = 5^{km}$ und $v_1 = 2^m$, $l = 0{,}25^m$, $D = 0{,}11^m$, also $\frac{l}{D} = 2{,}27$ oder für $v = 10^{km}$, $l = 0{,}25^m$, $D = 0{,}22^m$, also $\frac{l}{D} = 1{,}135$. Als Sonderbarkeit sei noch angeführt die Angabe des Verf. $v = 5^{km}$, $v_1 = 2^m$, $l = 0{,}3^m$, $D = 0{,}09^m$, also $\frac{l}{D} = 2{,}29$.

Unter Berufung auf die Resultate der mechanischen Wärmetheorie in Redtenbacher's Resultaten (1875, von Prof. Dr. Grashof) giebt der Verf. an vier einfachen Skizzen des Triebwerkes mit verschiedenen Kurbelstellungen die theoretische Berechnung der Dampfarbeit bei verschiedenen Expansionsgraden, indem er die betreffenden Formeln, von denen wir annehmen, dass sie der Quelle richtig entnommen sind, einfach kurz einführt. Er überlässt es dem tracirenden Ingenieur, dem er in der Einleitung den Satz: „Für $\alpha$ sehr klein ess $\alpha = 1^a$ an Beispielen glaubt erklären zu müssen, sich in den Zusammenhang mit den praktischen Vorgängen hinein zu finden.

Wir glauben kaum, dass dies Jemandem gelingen wird, der die betreffende Theorie nicht vollständig kennt, zudem in vielen Fällen die Bezeichnung der Buchstaben ganz fehlt. Einige gute Indicatordiagramme würden das Verständniss sehr erleichtert haben, besonders wenn sie sich den nun folgenden linearen Darstellungen der Eintritts-, Expansions-, Austritts- und Compressions-Perioden angeschlossen hätten. Diese Diagramme würden auch gezeigt haben, was sich der Leser dabei denken muss, wenn der Verf. sagt: „Während der Dampfeinströmperiode wirkt der volle Dampfdruck $p_1$ auf den Kolben.“ Der Dampfdruck $p_1$ ist nach Grashof und Zenner die mittlere Dampfspannung hinter dem Kolben während der Eintrittsperiode. Bei kleiner Füllung und grösserer Fahrgeschwindigkeit ist bereits die Anfangsspannung bedeutend kleiner als die Kesselspannung, und diese sinkt während der Eintrittsperiode durch die Abkühlung an den Cylinder- und Kolbenflächen noch um Atmosphären. Auf diese Spannungsverluste hat die richtige Wahl der Cylinderabmessungen einen grossen Einfluss. Nur bei grosser Compression wird die Anfangsspannung gleich, ja sogar grösser als die Kesselspannung. Es ist nach dem Gesagten unerklärlich, wie der Verf. bei 10 Atm. Ueberdruck im Kessel die Spannung $p_1 = 10{,}5$ Atm. absolute Spannung für alle Füllungsgrade einsetzen kann, da dieselbe zwischen 10,5 und 8,5 Atm. je nach dem Füllungsgrade und der Fahrgeschwindigkeit schwanken wird. Noch weniger verständlich ist die Annahme der Compressionsspannung $p_2 = 10{,}4$ Atm. während der ganzen Periode. Die Compression beginnt doch mit höchstens 1,25 Atm. und steigt vielleicht am Hubende noch über 11,5 Atm. Es genügt jedoch ein Blick auf ein Indicatordiagramm, um zu erkennen, dass die mittlere Spannung kaum $^1/_4$ dieser Endspannung ergiebt.

Die Resultate, welche zusammengestellt sind, ergeben bei 0,325 Füllung $p = 8{,}75$ Atm. nützlichen mittleren Ueberdruck, so dass sich, abgesehen von der hoch gerechneten Compression, bei 1,25 Atm. Gegendruck schon 10 Atm. absoluter, mittlerer Arbeitsdruck hinter dem Kolben ergiebt, welcher bei nur mässiger Fahrgeschwindigkeit nicht mehr erreicht wird.

Der Verf. berechnet dann die Wasserverdampfung pro Pferdestärke und Stunde für die Füllung von $^1/_8$ zu $14{,}3^{kg}$, $^1/_4$ zu $12{,}8^{kg}$, $^1/_2$ zu $15{,}3^{kg}$, $^3/_4$ zu $17{,}1^{kg}$ und 1 zu $18{,}3^{kg}$, wodurch unsere Ansicht, dass $10^{kg}$ zu wenig ist, sich doch bestätigt. Bei gedrosseltem Dampf berechnet der Verf. noch weit mehr mit dem günstigsten Grade bei $^1/_2$ Füllung und übersieht dabei ganz, dass bei kleinen Füllungen die kleinen Schieberöffnungen doch auch den Dampf mehr oder weniger drosseln. Wenn der Verf. die mittlere Eintrittsspannung mit abnehmender Füllung kleiner und die mittlere Compressionsspannung im Ganzen kleiner, bei Verkleinerung der Füllung steigend, eingesetzt hätte, so würde sich der kleinste Wasserverbrauch bei $^1/_2$ Füllung ergeben.

Nun zum Einflusse der Geschwindigkeit übergehend, berechnet der Verf. die Geschwindigkeit in Kilometer pro Stunde zu $\frac{270000\,N}{a}$, worin $a$ die Gesammtarbeit des Zuges in Kilogramm pro Kilometer Bahn ist. Wir bemerkten bereits früher und begründeten dies mit des Verf. Resultaten, dass die Leistung einer Locomotive in Pferdestärken nicht constant ist, sondern mit der Geschwindigkeit wächst bis zu einem Maximum. Es ist demnach nicht abzusehen, wie man aus einer bestimmten und nur der normalen Fahrgeschwindigkeit entsprechenden Pferdestärke die verschiedenen Geschwindigkeiten allgemein bestimmen soll.

Der Verf. sucht nun das Dienstgewicht von $100^{kg}$ pro Pferdestärke, auf dem doch alle seine Berechnungen basiren, nachträglich zu erhöhen, indem er sagt: „Im ersten Abschnitte haben wir angenommen, dass auf 100 Maschinengewicht eine Pferdestärke = $75^{kgm}$ pro Secunde komme, dass $10^{kg}$ Dampf (= 12 bis $13^{kg}$ Mischung von Wasser und Dampf) in der Stunde eine Pferdestärke leisten, und dass pro Quadratmeter Heizfläche $35^{kg}$ Dampf entwickelt werden könnte. Wir erkennen nun aus den auf S. 15 gefundenen Werthen für den Verbrauch an Mischung pro Stunde und Pferdestärke, dass diese Annahme nur zutrifft, wenn mit einem Füllungsgrade von 20 bis 40 pCt. gearbeitet wird, während bei höheren Graden und bei Abdrosselung des Dampfes das Locomotivgewicht pro Pferdestärke sich im Verhältnisse $\frac{V}{12{,}8}$ vermehrt.“ $\frac{V}{12{,}8}$ wird nach der früheren Angabe z. B. für $^1/_4$ Füllung $\frac{0{,}0000477}{12{,}5}$, so dass die Angabe unverständlich ist. Vielleicht soll es heissen $\frac{12{,}5}{10}$, wobei allerdings von Drosseln noch nicht die Rede sein kann. Die etwas unklare Begründung eines höheren Dienstgewichtes sucht die Ursache in der Mischung von Wasser und Dampf. Es heisst jedoch an der betreffenden Stelle: „welcher mindestens $35^{kg}$ Wasser pro Stunde und Pferdestärke verdampft“ und nicht wie oben $35^{kg}$ Dampf entwickelt. Bei der Wasserverdampfung ist das mitgerissene Wasser mitzurechnen, denn dieses nimmt fast eben so viel Wärme mit als der Dampf. Wenn demnach der Verf. auch $10^{kg}$ Dampfverbrauch pro Pferdestärke und Stunde theoretisch rechnen wollte, so musste er doch schon nach Vorstehendem 12 bis $13^{kg}$ als Wasserverdampfung im Kessel annehmen, nach welcher er das Dienstgewicht bestimmt. Aber auch dieses ca. 25 pCt. höhere Dienstgewicht würde noch immer ein klein sein, weil, wie bereits nachgewiesen, noch aus anderen Gründen der Dampfverbrauch grösser ist.

Nun folgt ein Beispiel: Heizfläche $51^{qm}$, $P_1 = 18^t$, $N = 180$ Pferdest., $l = 50^{cm}$, $d = 30^{cm}$ und $D$ nach Bedürfniss 90, 45 und $35^{cm}$. $w_1 P_1$ ist gleich $1{,}5^{kg}$ gesetzt. Für $D = 90^{cm}$ wird z. B. $Z = 5^1$, $p = \frac{680 \cdot 90}{300 \cdot 50} = 1{,}36^{kg}$ und $\varepsilon_1 = 0{,}12$. Schlagen wir nun den Werth von $p$ bei den Angaben des Verf. nach, so finden wir:

III) $p = p_1\left(\varepsilon_1 + \beta_1(\varepsilon_0 + \varepsilon_1)\frac{1-\varepsilon^{m-1}}{m-1}\right) + p_2(1-\varepsilon_2)$

$- p_3\left(\varepsilon_2 + \beta_2(1+\varepsilon_0-\varepsilon_2)\frac{\varepsilon^{n-1}}{n-1}\right) - p_4(1-\varepsilon_4)$.

Man darf nun mit Recht fragen, wie ist das Zahlenbeispiel für $p$ mit dieser Gleichung in Verbindung zu bringen? Wir rathen, es steht gar nicht damit in Verbindung, sondern nach $Z + w_1 P_1 = \frac{p\,d^2\,l}{D}$ ist $p = \frac{(Z + w_1 P_1) D}{d^2 l} = \frac{(500 + 180) \cdot 90}{32^2 \cdot 50} = 1{,}36^{kg}$. Wie soll aber ein Unerfahrener sich dies zurecht suchen?

Digitized by Google

Es sind nun für das gegebene Beispiel und Zugkräfte zwischen 0,5 bis 7t nachstehende Werthe berechnet, und für die drei verschiedenen Raddurchmesser in einer Tabelle zusammengestellt: $p$ mittl. wirksamer Dampfdruck, $\vartheta$ Füllungsgrad, $v$ Fahrgeschwindigkeit, $e_1$ Kolbengeschwindigkeit, $V_2$ Wasserverbrauch pro Pferdestärke und Stunde, $K_1$ Kohlenverbrauch desgl. und $K_2$ Kohlenverbrauch pro Kilometer Fahrstrecke. Es sei als interessant vorher gesagt, dass hier $e_1$ zwischen 6,3 bis 1,4m Kolbengeschwindigkeit schwankt. Vergleichen wir einmal einzelne Resultate mit anderen.

| | $P_1$ | $N$ | $d$ | $l$ |
|---|---|---|---|---|
| 1) Der Verfasser . . | 18t | 180 Pfdst. | 0,5m | 0,5m |
| M.-F. Krauss . . | 18t | 100 Pfdst. | 0,25m | 0,4m |
| 2) Der Verfasser . . | 18t | 180 Pfdst. | 0,5m | 0,5m |
| M.-B.-G. Karlsruhe | 18,2t | 110 Pfdst. | 0,25m | 0,54m |
| „ „ | 17,3t | 110 Pfdst. | 0,25m | 0,46m |

| | $D$ | $Z$ | $v$ | $e_1$ | $V_2$ | $K_1$ | $K_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1) Der Verfasser . . | 0,5m | 2,5t | 17km | 1,7m | 131kg | 2,05kg | 20,2kg |
| | 1,0m | 1,3t | 18,75km | 1,87m | 150kg | 5,0kg | 26,7kg |
| 2) Der Verfasser . . | 0,5m | 2,5t | 17,5km | 2,0m | 128kg | 2,0kg | 19,4kg |
| | 1,2m | 1,6t | 18,0km | 1,4m | | | |
| | 0,54m | 1,6t | 18,0km | 1,55m | | | |

Als Schluss dieses Theiles giebt der Verf. den Kohlenverbrauch pro 1000t Nutzlast und 1km Länge und für 1000t Nutzlast auf 100m Höhe zu heben für verschiedene Steigungen in Tabellen zusammengestellt. Der Verf. rechnet wie früher pro Tonne Maschinengewicht 10, jedoch hier Nutzpferdestärken und durchweg für alle Geschwindigkeiten 2,2kg Kohlenverbrauch pro Nutzpferdestärke. Die Maschinenfabrik Krauss giebt die Pferdestärke zwischen 7 und 150 Pferdest. bei 2,2 bis 2,4t Dienstgewicht zu 2,4 bis 6,2t pro Tonne Dienstgewicht an. Die Maschinen-Bau-Gesellschaft Karlsruhe hat zwischen 2,0t bis 36,3t Dienstgewicht und 200 bis 300 Pferdest. pro Tonne Dienstgewicht nur 1,13 bis 5,54 Pferdest. Der Verf. rechnet 10 Pferdest. pro Tonne. Der Kohlenverbrauch pro 1000t Nutzlast auf 1km Länge ist danach berechnet für $v = 5^{km}$ $33^{kg}$, $v = 10^{km}$ $35^{kg}$, $v = 20^{km}$ $36^{kg}$, $v = 30^{km}$ $38^{kg}$ und $v = 40^{km}$ $41^{kg}$.

Wir finden den Kohlenverbrauch von Locomotiven, welche auf Grund langjähriger praktischer Erfahrungen construirt sind, nach mehrjähriger Statistik angegeben zu: Lastzüge 29,3kg (10 bis 15km), gemischte Züge 50kg (20 bis 30km), Personenzüge 62kg (30 bis 40km) und für Schnellzüge 100kg (50 bis 60km). Leider sind die Fahrgeschwindigkeiten nicht angegeben, jedoch dürften die eingeklammerten Zahlen den Vergleich ermöglichen. Nehmen wir auch an, dass der Brennwerth dieser Kohlen nicht genau den Annahmen des Verf. von 6,5kg Wasserverdampfung pro Kilogramm entspricht, so ist doch auf alle Fälle zu ersehen, dass der Kohlenverbrauch mit der Fahrgeschwindigkeit und Zuggattung weit mehr zunimmt, als der Verf. berechnet. Die Gründe dieser Abweichung sind schon früher besprochen, es tritt noch hinzu, dass mit dem erhöhten Dampfverbrauche auch der Kohlenverbrauch mit der Fahrgeschwindigkeit pro Leistungseinheit wächst und demnach nicht gleichmässig zu 2,2kg pro Pferdestärke und Stunde angenommen werden kann. Es heben sich jedoch bei diesen Berechnungen des Verf. die Abweichungen von der Wirklichkeit theilweise auf.

Unsere Erwartung, dass der Verf. sich nach seinen Berechnungen gegen starke Steigungen oder doch einzelne starke Steigungen aussprechen würde, ist durch folgenden Satz widerlegt: „Es muss jede Bahn, welche zur Vermeidung der Steigungen mit grossen Kosten Serpentinen (Schlangen) erhalten hat, von dem Tage als absolut verfehlte Anlage angesehen werden, von dem an man im Stande war, Maschinen zu bauen, welche den bis jetzt entwickelten Bedingungen entsprechen."

Der Verf. meint damit zweifellos seine entwickelten Constructionsbedingungen. Er wendet sich jedoch in dem nächsten Absatze gegen den jetzigen Begriff der virtuellen Länge, für welche er seine berechneten Kohlenverbrauchszahlen eingeführt wissen will und sagt: „so dürften die nach bisherigen Anschauungen für die virtuelle Länge gefundenen Werthe einen geringen praktischen Werth haben und unter allen Umständen für grössere Steigungen zu kleine Werthe liefern, da die todte Last mit zunehmender Steigung zunimmt." Hätte der Verf. noch zugesetzt: „und diese grössere todte Last auch auf den anschliessenden oder zwischenliegenden, horizontalen Strecken unnütz nachgeschleppt werden muss", so hätte er das vorhin ausgesprochene Urtheil über die Serpentinen bereits widerlegt.

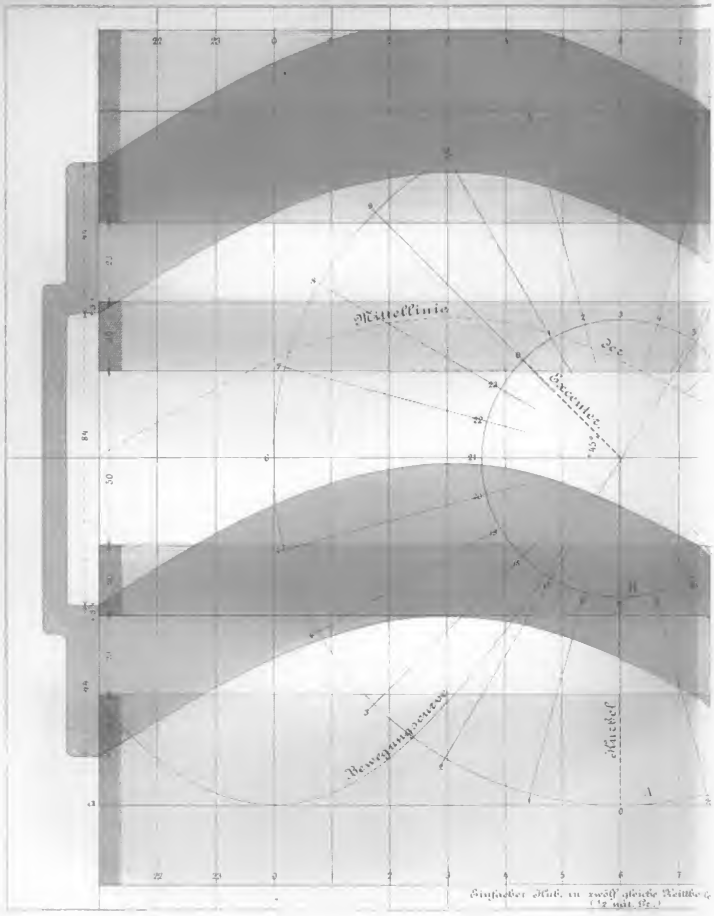
Im III. Abschnitte sind wir vorgreifend in der Lage, diese Widerlegung zu constatiren. Bei der „Thalfahrt der Züge" eifert der Verf. gegen die starken Steigungen, weil sie bei der nachgewiesenen geringen Adhäsion beim Bremsen von $^1/_{14}$ bis $^1/_{17}$ die Sicherheit der Züge gefährden und Unglück herbeigeführt haben. Er nimmt den Adhäsionscoefficienten zu $^1/_{20}$ und die höchste Steigung zu $^1/_{200}$ an. Wer löst hier das Räthsel der Ansichten. Will der Verf. die Bahnen bei der Thalfahrt mit und bei der Bergfahrt ohne Serpentinen hauen? oder, und da liegt wohl der Grund seiner Widersprüche, will er jede noch so kurze Steigung einer Bahnlinie oder doch ununterbrochene einzelne kurze Steigungen, welche bei directer Linie mehr als 50 $^0/_{00}$ Steigung ergeben, mit Zahnradlocomotiven betreiben? Der Verf. spricht in diesem Abschnitte, leider etwas verspätet, von der Adhäsion, ohne jedoch darauf hinzuweisen, dass durch diese der grössere Theil seiner Berechnungen für Adhäsionsbahnen allen praktischen Werth verliert. Der Verf. verbreitet sich dann über den geringen Adhäsionscoefficienten in Tunnels und macht den Erbauern von Gebirgsbahnen Vorwürfe, dass sie die Steigungen in den Tunnels nicht kleiner nehmen als auf der offenen Strecke. Hätte er die Begründung der Thatsachen in den Bereich seiner Betrachtungen gezogen, so würde er gefunden haben, dass bei anhaltendem Regenwetter der Unterschied zwischen Tunnel und offener Strecke im Gebirge wegfällt, und dass bei Glatteis und Schnee sich die Verhältnisse umkehren. Der Verf. spricht hier nochmals von der Anfahrt und sagt wörtlich: „Zur Anfahrt ist bekanntlich bis zu dem Zeitpunkte, wo die volle Geschwindigkeit erreicht ist, eine vermehrte Zugkraft nöthig." Wir haben schon früher nachgewiesen, dass die Zugwiderstände nur beim Locomotiven gross sind, dann auf ein Minimum sinken und mit der Geschwindigkeit wieder wachsen, bis bei der Maximalgeschwindigkeit kein Kraftüberschuss mehr vorhanden ist. Der Verf. geht in seiner eigenthümlichen Auffassung so weit, dass er eine kleinere Steigung für die Anfahrt anwenden will, und erst nachdem der constante, zur Fahrt nöthige Zug dienende Theil der Zugkraft bei der Maximalgeschwindigkeit frei wird, soll mit diesem die grössere Steigung ohne Geschwindigkeitsverlust erstiegen werden.

Der nun folgende Theil, welcher die Specialsysteme behandelt und der IV. Abschnitt: „Die Oberbau-Construction für Zahnradlocomotiven" nach Riggenbach, bringen in Zeichnung und Beschreibungen viel Brauchbares und Interessantes, welches wir den Mitgliedern empfehlen können. Die vom Verf. in diesem Theile stets empfohlene Vermiderung der Fahrgeschwindigkeit auf das kleinste Maass hat jedoch auch ihre Grenzen. Man muss bei kleiner Fahrgeschwindigkeit unzweifelhaft mehr rollendes Material besitzen, dessen Beschaffungskosten verzinst und amortisirt werden müssen und mehr Zugpersonal beschäftigen und auslöhnen, um das Gleiche zu befördern wie bei grösserer Geschwindigkeit. Auch wird der Betrieb bei grösserer Geschwindigkeit auf eingeleiser Bahn oder ohne Nachtdienst noch möglich sein, während dies bei kleinerer nicht mehr der Fall ist. Die vortheilhafteste Geschwindigkeit ist von Fall zu Fall eine Rentabilitätsfrage, welche nicht allgemein theoretisch gelöst werden kann, sondern eine gründliche praktische Betriebskenntniss und das Vertrautsein mit allen örtlichen Verhältnissen erfordert. Bei dem geringen Mehrverbrauch an Brennmaterial, welchen der Verf. nachweist, dürfte sich das Resultat doch oft zu Gunsten der Geschwindigkeit neigen. Dagegen ist es unzweifelhaft, dass man im Güterverkehre auf Nebenbahnen nie schneller fahren soll, als zur Bewältigung desselben mit den vorhandenen Mitteln nöthig ist.

Berlin, im September 1880. C. Schaltenbrand.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

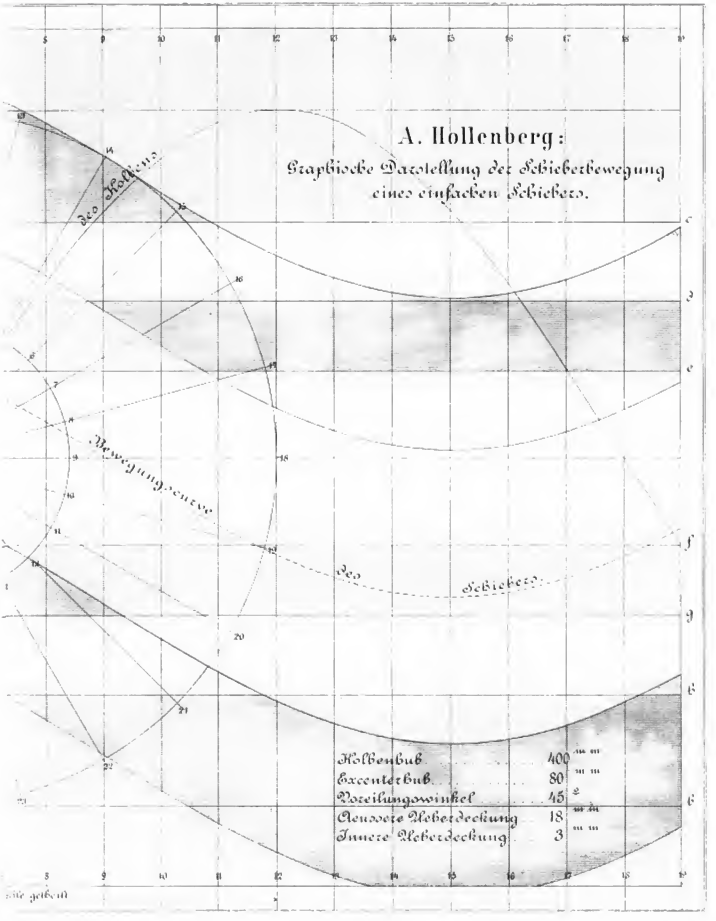



Einfacher Hub, in zwei gleiche Theile getheilt.

Digitized by Google

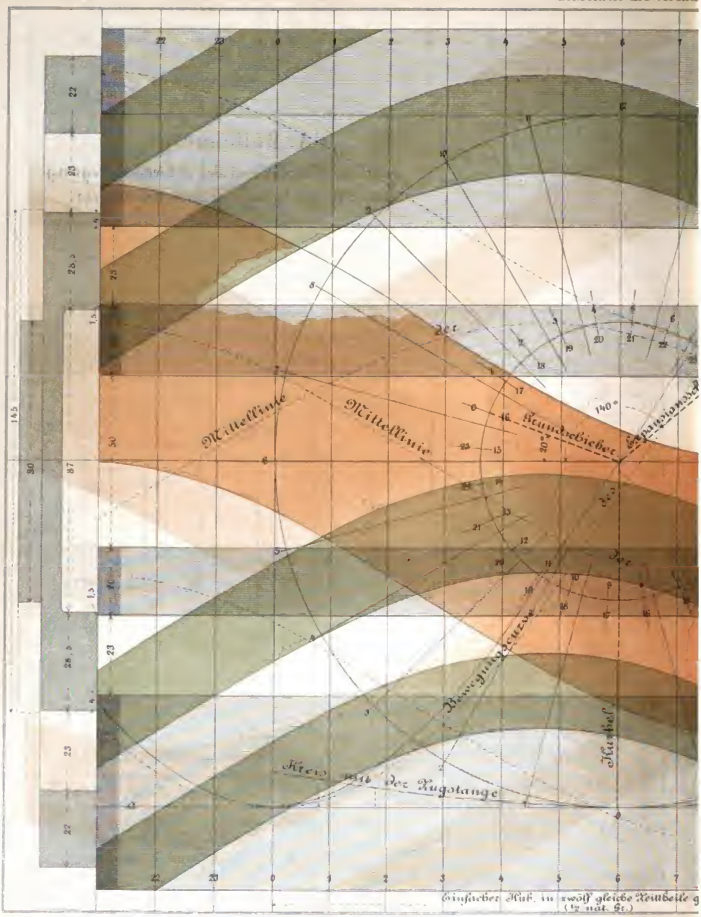
# A. Hollenberg:

## Graphische Darstellung der Schieberbewegung eines einfachen Schiebers.




| | | |
|---|---|---|
| Kolbenhub | 400 | mm |
| Excenterhub | 80 | mm |
| Voreilungswinkel | 15 | ° |
| Aeussere Ueberdeckung | 18 | mm |
| Innere Ueberdeckung | 3 | mm |

Digitized by Google




Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT

DES

# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

1880. Band XXIV. Heft 11. Novemberheft.


## Abhandlungen.

### Ueber Tauschiffahrt.


Von Professor **K. Teichmann** in Stuttgart.


(Vorgetragen am 16. October 1880 im Württembergischen Bezirksvereine.)

Das wesentlichste Organ der Tauschiffahrt oder Tauerei (Towage) ist bekanntlich ein auf der ganzen zu durchfahrenden Wasserstrasse versenktes Tau (Kette oder Seil), das am Endpunkte der Strecke befestigt und über eine auf dem Tauschiffe oder Tauer befindliche Dampfwinde geführt wird, welche dasselbe mittelst Leitrollen vorn aufnimmt und hinten wieder ablegt. Dabei bewegt sich der Tauer längs des Taues und schleppt andere Schiffe hinter sich her.

Der Vortheil des Taues gegen das Ruderrad und die Schraube besteht in Vermeidung des Schlipfes (slip). Bei den letzteren Bewegungsorganen weicht nämlich das Wasser, auf welches sich die Schaufel stützt, unter dem Drucke derselben zurück, so dass die Schaufel einen grösseren Weg machen muss, als das Schiff zurücklegt. In demselben Verhältnisse wird mehr Arbeit verbraucht, als von einem Motor, der einen festen Stützpunkt hat, wie der Tauer am Tau. Die Grösse dieses Effectverlustes hängt ab vom Verhältniss der Widerstände des Schiffskörpers einerseits und der Schaufeln andererseits, und gestaltet sich besonders ungünstig bei Schleppzügen, bei denen die Schaufelfläche immer klein bleibt gegenüber der Summe der Querschnitte sämmtlicher beförderter Schiffe. Noch grösser wird der Verlust beim Fahren gegen eine Strömung, wo die Schaufelgeschwindigkeit in einem bestimmten Verhältnisse grösser sein muss als Fahrgeschwindigkeit und Stromgeschwindigkeit zusammen, so dass oft nur ein kleiner Bruchtheil der zum Betriebe des Ruderrades verwendeten Arbeit zur Fortbewegung des Schiffes nutzbar gemacht wird, und die Maschine manchmal trotz angestrengtester Arbeit den Zug nicht mehr von der Stelle bringt, während der Tauer mit jeder Umdrehung seiner Maschine um die entsprechende Strecke vorrückt. Die Tauschiffahrt wird denn auch hauptsächlich zum Schleppdienste stromauf verwendet und erzielt hierbei gegenüber den Remorqueuren mit Ruderrad und Schraube beträchtliche Ersparnisse an Arbeit und Kohlen.

Resultate von Probefahrten. Das Verhältniss zwischen beiden Systemen ist aus den in Tabelle I zusammengestellten Resultaten von Probefahrten mit drei Remorqueuren nenester Construction und drei Seiltauern des Rheins zu ersehen. Die Ziffern dieser Tabelle beruhen bis zu Zeile 22 auf Messungen und können dieselbe Zuverlässigkeit in Anspruch nehmen, wie sie bei derartigen Aufnahmen überhaupt in der Praxis erreichbar ist. Nicht ganz so zuverlässig sind die Stromgeschwindigkeiten, Zeile 23, und die auf Grund derselben berechneten Resultate, Zeile 24, 26 u. 29.

Theilweise beruhen dieselben auf Schwimmerbeobachtungen, die unmittelbar vor oder nach der Probefahrt an einzelnen Stellen gemacht wurden, theilweise nur auf Schätzungen, indem der im Allgemeinen bekannten mittleren Rheingeschwindigkeit bei hohem und steigendem Wasserstande etwas zugegeben, unter entgegengesetzten Umständen etwas abgezogen wurde.*)

Bei Berechnung der Zugswiderstände (Zeile 25) wurde angenommen, dass von der indicirten Leistung 70 pCt. auf das Tau, beziehungsweise auf das Wasser in der Stromrichtung übertragen wird. Bei der Tauwinde gehen vom indicirten Effecte nur die Reibungswiderstände der Maschine, der Räderübersetzungen und der Leitrollen ab. Arntzen giebt (1873, S. 15 d. Z.) auf Grund von Messungen an dem Donautauer „Nyitra“ diese Verluste zu 23 bis 25 pCt. an, wozu noch die 1 bis 3 pCt. kommen, um welche das Tau länger ist als die Fahrstrecke. Der schief abwärts gerichtete Seilzug verursacht keinen Effectverlust (vergl.: „Theoretisches über Tauschiffahrt“, 1870, S. 241 d. Z.). Beim Remorqueur bestehen die Verluste ausser den Maschinenreibungen noch in den Arbeiten, welche

*) Sehr zuverlässige Mittelwerthe für die Stromgeschwindigkeit erhält man, wenn man einen Räder- oder Schraubendampfer mit gleicher Ladung, gleicher Dampfspannung und gleichem Füllungsgrade zu Berg und zu Thal fahren lässt. Die Geschwindigkeit gegen Wasser $w$ ist in beiden Fällen dieselbe, und da die Geschwindigkeit zu Thal

$$t = w + s$$

und die Geschwindigkeit zu Berg

$$b = w - s,$$

so ergiebt sich die Stromgeschwindigkeit

$$s = \frac{t - b}{2}$$

gleich der halben Differenz der Thal- und Bergfahrtgeschwindigkeit. Diese Methode dürfte von Schiffahrtsgesellschaften, denen sie keine grossen Kosten verursacht, und denen die Kenntniss ihrer Stromverhältnisse von Wichtigkeit ist, etwas mehr geübt werden.




Digitized by Google

## Tabelle I.

| | | Radschlepper. a | Radschlepper. b | Radschlepper. c | Tauer. d | Tauer. e | Tauer. f |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1. | Name des Schiffes | Cöln I | Cöln II | Mannheim V | Tauer I | Tauer III | Tauer V |
| 2. | Eigenthümer desselben*) | C. A. G. T. | C. A. G. T. | S. G. M. | C. A. G. T. | C. A. G. T. | C. A. G. T. |
| 3. | Datum der Probefahrt | 15. 16. 8. 74. | 17. 18. 7. 74. | 1. 2. 10. 76. | 19./20. 8. 74. | 11./12. 5. 74. | 4./5. 9. 75. |
| 4. | Fahrstrecke von | Hochfeld | Hochfeld | Homberg | Emmerich | Hochfeld | Duisburg |
| 5. | nach | Cöln | Cöln | Cöln | Ruhrort | Düsseldorf | Düsseldorf |
| 6. | Geschleppter: hölzerne Nachen | 4 | 5 | 2 | 6 | 5 | 5 |
| 7. | Geschleppter: eiserne Kähne | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| 8. | Anhang: Ladefähigkeit Ctr. | 25 170 | 24 456 | — | 25 271 | 26 445 | 25 197 |
| 9. | Anhang: Ladung Ctr. | 25 170 | 23 593 | 19 600 | 19 060 | 25 723 | 22 552 |
| 10. | Länge der Strecke km | 82,98 | 82,98 | 91,5 | 57,78 | 22,24 | 13,65 |
| 11. | Totale Fahrzeit Stdn. u. Min. | 18 · 28 | 17 · 18 | — | 14 · 10 | — | — |
| 12. | Aufenthalt Min. | 24 | 19 | — | 32,5 | — | — |
| 13. | Reine Fahrzeit Stdn. u. Min. | 18 · 4 | 16 · 59 | 21 · 10 | 13 · 57,5 | 4 · 29 | 3 · 5 |
| 14. | Fahrgeschwindigkeit: Meter pro Secunde | 1,248 | 1,257 | 1,39 | 1,15 | 1,378 | 1,23 |
| 15. | Fahrgeschwindigkeit: Kilometer pro Stunde | 4,493 | 4,524 | 4,33 | 4,14 | 4,96 | 4,43 |
| 16. | Indicirte Leistung der Maschine Pferdest. | 803 | 753 | 450 | 131 | 145,1 | 133 |
| 17. | Kohlenverbrauch pro Fahrstunde kg | 332 | 335 | 728 | 190 | 206,5 | 194 |
| 18. | Kohlenverbrauch pro Stunde u. indic. Pferdestärke kg | 1,143 | 1,105 | 1,62 | 1,15 | 1,42 | 1,46 |
| 19. | Auf einer genau gemessenen Strecke von m | 82 570 | 82 980 | 91 500 | 61 310 | 26 870 | 18 540 |
| 20. | betrug der Weg des Schaufel- oder Seilmittels m | 381 653 | 359 984 | 386 000 | 63 555 | 27 292 | 18 902 |
| 21. | Verhältniss beider Wege | 4,622 | 4,34 | 4,19 | 1,03 | 1,016 | 1,010 |
| 22. | Wasserstand des Rheins, Cölner Pegel m | 3,22 steigt / 3,21 | 2,84 fällt / 2,83 | 3,03 steigt / 3,36 | 3,14 steigt / 3,23 | 1,75 fällt / 1,73 | — |
| 23. | Stromgeschwindigkeit km pro Std. | 1,63 | 1,40 | 1,65 | 1,30 | 1,40 | 1,47 |
| 24. | Geschwindigkeit gegen Wasser m pro Sec. | 2,898 | 2,757 | 2,65 | 2,65 | 2,778 | 2,70 |
| 25. | Widerstand des Schleppzuges gegen den Strom kg | 7309 | 6713 | 4699 | 5981 | 5528 | 5677 |
| 26. | Widerstand des Schleppzuges gegen 1m pro Secunde Wassergeschwindigkeit kg | 870 | 883 | 579 | 852 | 716 | 779 |
| 27. | Nutzeffect d. Ruderrades = Geschwindigkt. gegen Wasser / Geschwindigkeit der Schaufel | 0,503 | 0,468 | 0,567 | — | — | — |
| 28. | Schaufelfläche qm | 5,61 | 5,61 | 5,04 | — | — | — |

*) C. A. G. T. heisst Central-Actien-Gesellschaft für Tauerei in Cöln.
S. G. M. „ Schleppschiffahrts-Gesellschaft Mannheim.

die Verticalcomponente des Schaufeldruckes, der verticale Stoss beim Eintauchen der Schaufel und das beim Austritt in die Höhe gezogene Wasser verbrauchen. Dieselben sind von dem oben genannten Schlipfe wohl zu unterscheiden und dürften zusammen reichlich 30 pCt. ausmachen. Obige Annahme ist deshalb für den Tauer eher etwas ungünstig, für den Remorqueur günstig gerechnet.

Von den Resultaten interessiren zunächst die Ziffern Zeile 21 a b c, welche direct angeben, in welchem Verhältniss der Weg der Radschaufel grösser ist als der des Schiffes, nämlich über viermal so gross. Dasselbe Verhältniss giebt den unnützen Arbeitsverbrauch des Remorqueurs. Der wirkliche Arbeitsverbrauch ist jedoch noch grösser, nämlich mehr als das Fünffache des Tauers, wenn man die Ziffern Zeile 16 a b mit 16 e f vergleicht, wobei die beiden Remorqueure nahezu denselben Anhang mit derselben Geschwindigkeit gegen dieselbe Strömung schleppten. Der Unterschied liegt theils in dem grösseren Eigenwiderstande der schwereren Remorqueure, theils in dem schädlichen Einflusse des Wellenschlages auf die Anhangschiffe, denen das Wasser durch die Schaufeln des Remorqueurs gerade entgegengeworfen wird. Dieser Einfluss ist bekannt und zeigt sich schon in dem grösseren Verbrauch an Schlepptrossen.

**Widerstände verschiedener Fahrzeuge.** Um die Resultate, Zeile 25, mit einander in Uebereinstimmung zu bringen, muss man annehmen, dass dasselbe Schiff hinter einem Remorqueur sich mindestens 10 pCt. schwerer schleppt als hinter einem Tauer. Vertheilt man unter dieser Voraussetzung die gemessenen Gesammtwiderstände auf die einzelnen Schiffsgefässe nach Verhältniss ihrer Grösse und Bauart, wobei allerdings einige Schätzung zu Hilfe zu nehmen ist, so ergiebt sich der Widerstand bei 1m Geschwindigkeit gegen ruhig Wasser für:

| | |
|---|---|
| einen hölzernen Rheinnachen mit 5000 Ctr. Ladung | 130kg, |
| einen eisernen Rheinschleppkahn von derselben Grösse | 90kg, |
| die kleineren Rheintauer I bis IV | 140kg, |
| die grösseren Rheintauer V bis VIII | 190kg, |
| die Remorqueure „Cöln I und II“ von 700 bis 800 indic. Pferdestärken | 200kg, |
| den Remorqueur „Mannheim V“ von 450 indic. Pferdestärken | 180kg. |

Digitized by Google

Diese Ziffern passen übrigens nur für den Rhein und diesem ähnliche Verhältnisse. Bei beschränktem Fahrwasser, bei welchem der Durchflussquerschnitt durch den Schiffskörper merklich verengt wird, werden die Widerstände viel grösser.

Verhältniss des Kohlenverbrauchs. Der Unterschied im Kohlenverbrauche ist nicht ganz so bedeutend wie im Kraftverbrauche, weil die grossen Compoundmaschinen der Remorqueure pro Pferdestärke etwas weniger Kohlen brauchen als die kleineren, als einfache Zwillinge construirten Tauermaschinen; das Verhältniss ist $1 : 4^1/_2$, gilt jedoch nur für die Bergfahrt. Bei der Thalfahrt ist ebenfalls eine Ersparniss zu Gunsten des Tauers vorhanden, welche vorzugsweise aus seinen kleinen Dimensionen resultirt, aber verhältnissmässig weniger ausmacht; ähnlich verhält es sich bei den Aufenthalten aller Art. Im Betriebe stellt sich für den Mittelrhein der Gesammtkohlenverbrauch eines Tauers gegen die besten Räderboote bei gleicher Leistung wie $1 : 3^2/_3$. Der Nutzeffect des Ruderrades (Zeile 27), als Verhältniss der Geschwindigkeit des Schiffes gegen Wasser zur Geschwindigkeit der Schaufel aufgefasst, ergiebt sich bei „Cöln I und II" im Mittel zu 0,49, also ziemlich ungünstiger als gewöhnlich angenommen wird, bei „Mannheim V" zu 0,57, entsprechend dem etwas günstigeren Verhältniss der nahe gleich grossen Schaufelfläche zu dem viel kleineren Anhange.

Ausser dem Kohlenverbrauche erwächst noch eine beträchtliche Ersparniss beim Tauereibetriebe dadurch, dass die viel kleineren Tauer weniger Mannschaftslöhne, Schiffsbedürfnisse und Unterhaltungskosten erfordern als die schweren Remorqueure.

Kosten des Tauers. Diesen Ersparnissen steht dagegen eine bedeutende Ausgabe gegenüber, welche das Verhältniss wesentlich modificirt. Es ist dies die Anschaffung und Erneuerung des Taues. Dieselbe bildet einen ganz erheblichen Posten in den Rechnungen der Tauereigesellschaften, und eine Vergleichung beider Systeme kann selbstverständlich nur mit Einrechnung dieser Ausgabe durchgeführt werden.

Das Tau ist entweder eine kurzgliedrige, schmiedeiserne Kette, oder ein Drahtseil. Bei kurzen Stromschnellen kommen auch noch Hanfseile vor. Die verschiedenen Eigenschaften des Hauptorganes bedingen auch wesentliche Verschiedenheiten in der Construction der Winde und des ganzen Schiffes.

Die Kette und der Kettentauer. Die Construction des Kettentauers ist im Wesentlichen noch dieselbe, wie sie im Jahrgange 1871 dieser Zeitschrift beschrieben und auf Tafel V und VI abgebildet ist. Die Biegsamkeit der Kette gestattet die Anwendung verhältnissmässig kleiner Rollen und Trommeln, was eine leichtere Construction der Winde und die Führung über die Mitte des Schiffes ermöglicht. Die Kettentauer lassen sich deshalb mit sehr geringem Tiefgange construiren. Dagegen ist die Kette verhältnissmässig schwer, wird nur auf eine kurze Strecke vor dem Tauer gehoben und gestattet demselben nur kleine Abweichungen von der durch ihre Lage vorgeschriebenen Fahrlinie. Der ungleichartige, wechselnde Querschnitt der Kette verursacht beim Uebergange über die Trommeln und Leitrollen heftige Erschütterungen und einen raschen Verschleiss.

Das Drahtseil und der Seiltauer. Das Drahtseil ist weit steifer als die Kette, erfordert deshalb Trommeln und Leitrollen von grossem Durchmesser; das Bestreben, die Zahl dieser Rollen möglichst zu reduciren, die praktische Nothwendigkeit, das Seil leicht ablegen und aufnehmen zu können, und die Gefahr, welche bei einem etwaigen Seilbruche durch die auf dem Deck herumschlagenden Seilenden entstehen könnte, hat bei den meisten Tauern, insbesondere denen der Cölner Tauerei-Gesellschaft und der New-York Steam Cable Towing Company darauf geführt, den Treibapparat an die Seite des Schiffes zu legen. Als Normaltypus hat sich die, im Jahrgange 1873, Tafel III dieser Zeitschrift, von Arntzen beschriebene Construction ausgebildet, mit dem Unterschiede, dass die Leitrolle am hinteren Ende des Schiffes und das vordere Steuer weggelassen und ein Spülapparat angebracht ist, welcher das auflaufende Tau mittelst kräftiger Wasserstrahlen von anhängendem Sande reinigt. Auf der Newa ist das, 1869 S. 737 d. Z. von Ziebarth beschriebene System mit liegenden Trommeln in Gebrauch, und auf dem Niederrhein gehen drei Seiltauer, bei welchen das Seil in ähnlicher Weise wie bei den Kettenschiffen über die Mitte geführt ist. Letztere können jedoch ihr Seil nicht verlassen, ohne es durchzuhauen.

Die seitliche Seilführung und die durch den grossen Trommeldurchmesser bedingte schwerere Windevorrichtung giebt dem Seilschiffe einen etwas grösseren Tiefgang. Dagegen ist das Seil viel leichter als die Kette, wird auf längere Strecken vor dem Tauer gehoben und erlaubt grössere Abweichungen aus der Fahrlinie. Der Gang der Maschine ist bei dem glatten Seile ruhiger, ihre Abnutzung geringer. Der Hauptunterschied aber liegt im Preise. Um in dieser letzteren Beziehung richtige Vergleichsziffern zu erhalten, haben wir zunächst die Betriebssicherheit, Leistungsfähigkeit, Gewicht, Preis und Dauer im Betriebe beiderlei Seile und Ketten zu untersuchen. Die Betriebssicherheit hängt zunächst von der Festigkeit ab, und ist es deshalb nothwendig, diese genau zu ermitteln.

Festigkeit der Kette. Die Kette besteht aus einzelnen Gliedern, welche durch Schweissung von Hand hergestellt werden; der Bruch erfolgt meistens an den Schweissstellen, und der Bruch eines Gliedes ist zugleich der Bruch der Kette. Die Festigkeit ist deshalb abhängig von der Geschicklichkeit und Sorgfalt des einzelnen Arbeiters, und es wäre höchst wünschenswerth, jedes einzelne Glied auf vollkommene Schweissung untersuchen zu können. Dies ist aber leider nicht möglich. Die Prüfung geschieht dadurch, dass man die ganze Kette einer Probebelastung unterwirft. Diese muss aber weit unter der Bruchbelastung bleiben, indem die Elasticitätsgrenze nicht wesentlich überschritten werden darf, da beträchtliche Formenänderungen auf die Festigkeit, namentlich der Schweissstellen, von schädlichem Einflusse wären. Die Inanspruchnahme der Kette wird berechnet, indem man die Belastung durch den mittleren Querschnitt dividirt; dies giebt aber nur einen Mittelwerth, das Material ist am inneren Umfange des mittleren Querschnittes unzweifelhaft stärker beansprucht. Die Berechnung der Maximalbeanspruchung ist aber kaum durchführbar und für die Vergleichung verschiedener Ketten unter sich auch unnöthig. Die Belastung der Kette bis zum Bruch, wobei die Güte der einzelnen Schweissstellen sichtbar wird, ist nur an kurzen Probestücken durchführbar, welche dadurch für den Gebrauch untauglich werden und für die Güte der ganzen Kette keine sichere Gewähr geben.

Die Kettenfabrik der Duisburger Maschinenbau-Actiengesellschaft besitzt eine Probirmaschine von 30$^m$ Länge und belastet auf derselben die ganze Kette probeweise mit 1429$^{kg}$ pro Quadratcentimeter des mittleren Querschnittes, wobei schon bleibende Streckungen eintreten. Die zulässige Belastung dieser Ketten wird für von Hand bewegte Windewerke auf 635$^{kg}$ pro Quadratcentimeter (500$^{kg}$ pro Rundcentimeter) angegeben. Für Dampfwinden und schnellbehende Dampfkrahnen wird $^1/_2$ bis $^1/_4$ von diesem Betrage empfohlen.



Digitized by Google

Die Ketten-Schleppschiffahrts-Gesellschaft der Oberelbe probirt beliebig aus der Kette herausgegriffene kurze Stücke bis zum Bruche, wobei die Bruchbelastungen bei demselben Material von 2400 bis 4000$^{kg}$ pro Quadratcentimeter variiren, und die untere Grenze immerhin so häufig erreicht wird, dass die Festigkeit der ganzen Kette nicht höher angesetzt werden kann.

Die Kettenschiffahrts-Gesellschaft auf dem Neckar probirte das zur Kette verwendete Eisen bis zum Bruche, der nicht unter 3800$^{kg}$ pro Quadratcentimeter erfolgen durfte. Die ganze Kette von 25,4$^{mm}$ Dicke wurde mit 14000$^{kg}$, = 1382$^{kg}$ pro Quadratcentimeter, probirt, ausserdem wurden kurze Proben der einzelnen Stücke bis zum Bruche belastet, der nicht unter 25000$^{kg}$, = 2467$^{kg}$ pro Quadratcentimeter, erfolgen durfte, widrigenfalls das ganze, 250 bis 400$^{m}$ lange Stück zurückgewiesen wurde. Das Gewicht der Neckarkette betrug 15,4$^{kg}$ pro Meter oder 1,52$^{kg}$ pro Meter Länge und pro Quadratcentimeter tragenden Querschnitt.

Festigkeit des Drahtseiles. Die Drahtseile des Rheins bestehen aus 7 Litzen von je 7 Drähten, von denen 6 um die siebente als Kernlitze gewunden sind. Die Drähte der ersten Seile waren blank, und es schrieben die Lieferungsbedingungen für die äusseren Drähte eine Festigkeit von 52$^{kg}$ pro Quadratmillimeter, für die Kerndrähte 38$^{kg}$ pro Quadratmillimeter vor. Die genaue Feststellung der Eigenschaften verschieden construirter Seilproben vor und nach fünfjährigem Dienste hat gezeigt, dass für die äusseren Litzen ein verzinkter Draht dem blanken vorzuziehen ist, indem der Draht nicht nur beim Gebrauch durch das Abschleifen an den Rollen und am Flussboden, sondern noch mehr durch Rosten an den Berührungsstellen der Drähte unter einander leidet. Das, Ende 1879 und 1880 zum Ersatze für einen Theil des Mittelrheinseiles beschaffte Seil hat deshalb durch Verzinkung eine etwas grössere Dicke und dem entsprechend eine etwas kleinere Festigkeit pro Quadratmillimeter erhalten, indem 48$^{kg}$ pro Quadratmillimeter für die äusseren und 40$^{kg}$ pro Quadratmillimeter für die inneren (blank gebliebenen) Drähte bestimmt wurden. Das Seil besteht nunmehr aus 49 Drähten von 4,6 bis 5,1$^{mm}$ Dicke und hat 43$^{mm}$ äusseren Durchmesser. Die Kernlitze ist mit einer wasserdichten Hülle umsponnen, welche zugleich den äusseren Litzen eine weiche Unterlage giebt und die innere vor Abnutzung und Rost schützt.

Die Prüfung des Seilmaterials geschieht dadurch, dass von den einzelnen Drahtrollen an beiden Enden mehrere Probestücke abgeschnitten werden. Dieselben werden auf einer Waage unter Messung der Dehnung zerrissen, ferner zwischen zwei Stahlbacken eingeklemmt, deren Kanten mit einem Radius von 10$^{mm}$ abgerundet sind, und nun im rechten Winkel so lange hin- und hergebogen, bis die Oberfläche des Drahtes Risse zeigt; endlich werden Stücke von bestimmter Länge um ihre eigene Achse bis zum Bruche verdreht. Dabei ist neben der Minimalfestigkeit eine Minimalstreckung, sowie eine Minimalzahl von Biegungen und Drehungen vorgeschrieben, welche der Draht vor dem Bruche, bezw. vor Verletzung der Oberfläche, aushalten muss. Diese Proben wurden bei der Lieferung überall reichlich eingehalten, und besitzt das ganze Seil bei einem Querschnitt von 840,4$^{qmm}$ eine Festigkeit von 40890$^{kg}$ oder 48,6$^{kg}$ pro Quadratmillimeter. Da die einzelnen Drähte in der Mitte jedenfalls nicht schlechter sind als an den Enden, so ist man sicher, diese Festigkeit im ganzen Seile zu haben mit Ausnahme der Löthstellen und Spleisse. Es werden nämlich die Enden der ca. 130$^{m}$ langen Drahtstücke schräg abgefeilt und zusammengelöthet. Sollte nun auch eine solche Löthstelle gar keine Festigkeit haben, so würde dadurch das Seil nur um $^1/_{69}$ oder 2 pCt. verschwächt, da sorgfältig darauf gesehen wird, dass die Löthungen nicht nahe zusammen kommen. Das erste Seil wurde in Stücken von 2,8$^{km}$ geliefert und durch Spleissen verbunden. Gegenwärtig liefert die Fabrik von Felten und Guilleaume in Cöln spleissfreie Stücke von über 12,5$^{km}$ Länge. Beim Zusammenspleissen werden die Stösse der einzelnen Litzen auf eine Länge von 16 bis 20$^{m}$ vertheilt und letztere so übereinander geflochten, dass überall nahezu die volle Festigkeit erzielt und gleichwohl der Spleiss nur wenig dicker wird als das übrige Seil. Das neue Seil wiegt 7,1$^{kg}$ pro Meter oder 0,845$^{kg}$ pro Meter Länge und pro Quadratcentimeter tragenden Querschnitt.

Maximalanstrengung des Taues. Die Anstrengung der Taue im Dienst ist natürlich eine sehr wechselnde. Die grösste berechenbare Anstrengung findet statt, wenn bei vollem Dampfdruck im Kessel die Maschine mit nahezu voller Füllung ganz langsam arbeitet, wie dies beim Anziehen eines schweren Zuges und in sehr starken Stromschnellen vorkommt, und wenn beide Kurbeln gleichzeitig um 45° von den todten Punkten entfernt sind. Die Werthe nachstehender Tabelle II sind auf Grund dieser Voraussetzung berechnet, wobei als Druck auf den Kolben bei den Hochdruckmaschinen $^3/_4$ Atm. weniger, bei den Mitteldruckmaschinen $^1/_2$ Atm. weniger als der Kesseldruck plus absolutes Vacuum angenommen und überdies vorausgesetzt ist, dass von diesem Drucke durch Kolben-, Achsen- und andere Reibungen bis zum Tau 30 pCt. verloren gehn. Letztere Annahme wurde bezüglich des Seiles schon oben gemacht. Bei der Kette sind die bezüglichen Verluste etwas höher wegen der grösseren Zahl von Leitrollen, und weil durch die mehrfache Umschlingung die Trommelachsen stärker in ihre Lager gepresst werden, auch das Durchmesserverhältniss ein ungünstigeres ist. Da jedoch die Seil-

Tabelle II.

| Bezeichnung des Schiffes | Grösste Dampfspannung im Kessel Atm$_ü$ | Durchmesser der beiden Cylinder cm | Kolbenhub cm | Räderübersetzung | Durchmesser der Trommel von Mitte zu Mitte Tau cm | Maximalanstrengung des ganzen Taues kg | Dicke der Kette oder des Seiles mm | Querschnitt qcm | Maximalanstrengung pro Quadratcentimeter Querschnitt kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Oberelbe II . . . . . | $4\frac{1}{2}$ | 35,5 | 68,5 | 74 : 40 | 118,1 | 5255 | 22,2 | 7,777 | 676 |
| Oberelbe XII . . . . . | 7 | 36 | 72 | 100 : 40 | 177,0 | 7425 | 25,4 | 10,125 | 733 |
| Hamburg-Magdeburg XIII | 4 | 38 | 68,5 | 82 : 32 | 118,8 | 7467 | 26,15 | 10,74 | 695 |
| Neckartauer . . . . . | 7 | 32 | 64 | 90 : 33 | 119,2 | 8504 | 25,4 | 10,125 | 839 |
| Rheintauer . . . . . | 7 | 36 | 60 | $\frac{51}{59} \times \frac{102}{72}$ | 305,6 | 16960 | 43,0 | 8,404 | 2018 |

Digitized by Google

maschinen andererseits doppelte Räderübersetzung haben, wird es nicht leicht sein, eine Differenz ziffermässig zu begründen, und so mag dieser Werth auch für die Kette gelten.

Bei diesen grössten Anstrengungen bietet die Bruchfestigkeit des Drahtseiles 2,4fache, die der Kette 3- bis 3,5fache Sicherheit, beide im neuen, nicht abgenutzten Zustande vorausgesetzt.

**Betriebssicherheit.** Ausser diesen berechenbaren Anstrengungen kommen aber noch stärkere vor, welche sich der Berechnung vollständig entziehen und zwei Ursachen haben. Die eine ist die, namentlich in Krümmungen sich nach und nach einstellende Hinterspannung des ablaufenden Taues, welche sich zu der durch den Dampfdruck und den Widerstand des Schleppzuges hervorgerufenen addirt. Die andere, nur die Kette betreffende Ursache ist der mögleiche Durchmesser der verschiedenen Läufe der Trommeln. Die Abnutzung der Trommelbandagen ist nämlich ziemlich bedeutend und nicht bei allen Bandagen gleich. Daher kann es kommen, dass die Spannung, statt von Windung zu Windung allmählich sich zu ändern, zwischen einzelnen Läufen übermässig wächst, so dass zwischen beiden Trommeln Brüche vorkommen, welche sich unter Umständen oft wiederholen, ein plötzliches Anhalten des Tauers nöthig machen und dadurch den Anhang in Gefahr bringen. Solche Brüche sind besonders häufig auf der zuerst für die Elbe angenommenen, $^3/_4$zölligen Kette vorgekommen, welche sich als zu schwach erwiesen hat, durch eine zöllige ersetzt werden musste und zum grossen Theile ersetzt ist. Auch bei der neuen, stärkeren Elbkette sind Brüche nicht selten, und zählte ich auf einer Strecke oberhalb Dresden, auf welcher die neue Kette 4 bis 5 Jahre liegen soll, alle 50 bis $60^m$ ein Kettenschloss.

Beim Drahtseil sind Brüche selten. Auf der Strecke Oberkassel-Bingen, welche die schwierigsten Stellen mit hartem Untergrunde und zerklüfteten Felsen (Loreley, Binger Loch) sowie starke Stromschnellen enthält, sind im ersten Betriebsjahre keine, im zweiten 2, im dritten 7, im vierten 15 Brüche vorgekommen; im Durchschnitt nach je 91 Reisen ein Bruch. Obgleich demnach das Seil gegenüber dem stärkstmöglichen Dampfdrucke rechnungsmässig nur 2,4fache, die Kette 3- bis 3,5fache Bruchsicherheit besitzt, gewährt ersteres doch factisch eine grössere Betriebssicherheit. Das Seil verdankt dieselbe seinem ruhigen stossfreien Gange gegenüber der Kette, der Einfachheit seines Apparates, welcher unberechenbare Spannungen nicht hervorruft, der Möglichkeit, jeden einzelnen Draht sorgfältig zu prüfen und dem Umstande, dass irgend ein Herstellungsfehler immer nur einen kleinen Bruchtheil des Querschnitts trifft, sowie dass eine starke Abnutzung und Beschädigung in Folge localer Einflüsse (Reibung an Felsenkanten) weit leichter bemerkt wird als bei der Kette und reparirt werden kann, ehe sie einen Bruch veranlasst.

**Mittlere Anstrengung im Dienst.** Die mittlere Anspannung im Dienst ist viel kleiner als die oben berechnete Maximalbeanspruchung, weil gewöhnlich nur mit $^1/_4$- bis $^1/_3$-Füllung der Dampfcylinder gearbeitet wird, die Dampfspannung im Kessel nicht immer auf der oberen Grenze erhalten werden kann, die Druckverluste in den Dampfleitungen bei normaler Geschwindigkeit sich geltend machen und die todten Punkte die mittlere Beanspruchung vermindern. Bei den Probefahrten der Rheintauer (Tabelle I) betrug die Spannung des Seiles durchschnittlich nur 5981, 5528, 5677$^{kg}$, d. i. 33 bis 35 pCt. der Maximalbeanspruchung. Diese Probefahrten fanden jedoch auf dem Niederrhein statt; auf dem Mittelrhein fahren die Tauer mit ca. 20 pCt. mehr Kraft, d. i. etwas über 40 pCt. der Maximalbelastung des Seiles oder 800$^{kg}$ pro Quadratcentimeter Querschnitt. Nehmen wir für die Kette, bei der die Verhältnisse ganz ähnliche sind, 40 bis 45 pCt. der Maximalbeanspruchung, oder 320$^{kg}$ pro Quadratcentimeter, so haben wir für das Drahtseil 6fache, für die Kette 7,5fache Bruch-Sicherheit bei normalem Betriebe, wobei die Dampfmaschine mit günstiger Füllung arbeitet. Bei Dimensionirung der letzteren wird jedoch zu beachten sein, dass durch die in der Weise der Tabelle II zu berechnende Maximalanstrengung die Inanspruchnahme 2000$^{kg}$ pro Quadratcentimeter für das Seil, bezw. 800$^{kg}$ pro Quadratcentimeter für die Kette nicht überschritten wird. Ausserordentliche Anstrengungen, z. B. Ueberwindung von Stromschnellen, werden durch Vergrösserung des Füllungsgrades der Maschine bei langsamerem Gange leicht möglich sein und keine grössere Gefahr bieten, als sie jetzt auf Rhein und Elbe in ähnlichen Fällen vorhanden ist. (Schluss folgt.)

# Ueber einige neuere Gesteinbohrmaschinen mit Handbetrieb.

Von **J. Faber,** Ingenieur in Barmen.

(Hierzu Tafel XXVI.)

Wenn man die bisher erschienenen Patentschriften des deutschen Reiches, Klasse 5 (Bergbau), zur Hand nimmt, wird man einen nicht geringen Theil Neuerungen finden, die alle darauf hinzielen, die Herstellung von Sprenglöchern rascher und wenn möglich billiger auszuführen. Namentlich sind es eine Anzahl Percussionsmaschinen der verschiedensten Art, welche theils ganz neu sind, theils mit Neuerungen versehen erscheinen, und kann man mit Bestimmtheit sagen, dass die erste Aufgabe, d. i. die Sprenglöcher rascher als mit der Hand herzustellen, mit den verschiedenen Maschinen mehr oder weniger gut gelöst worden ist.

Die zweite Aufgabe dagegen, billigere Sprenglöcher herzustellen oder, besser gesagt, die Gewinnung eines bestimmten Quantums Gestein billiger wie mit Handbetrieb zu erreichen, wird nicht in allen Fällen gelöst; es bleibt hier für die Sprengtechnik mit Maschinenbetrieb noch Manches zu verbessern.

Der Grund hierfür ist wohl theilweise darin zu suchen, dass die Anwendung der Maschinen zur Herstellung von Sprenglöchern dem Arbeiter, resp. dem Bergmanne, noch neu ist, er auch nicht gerne von seiner alten Gewohnheit abgeht; ihm ist aber die technische Fertigkeit, wie und wo er am besten seine Sprenglöcher ansetzt, ladet u. s. w., um beim Schiessen möglichst viel Gestein zu gewinnen, geläufiger wie jedem Andern, der sich neben der Kenntniss seiner Maschine diese Fertigkeiten erst aneignen muss.

Dieses ist eine Thatsache; dort dagegen, wo Beides sich vereinigt, wo man also einen tüchtigen Bohrmeister hat, welcher Bergmann und Maschinentechniker zu gleicher Zeit ist, welcher am Schlage der Maschine hört, ob dieselbe richtig functionirt, welcher vorher genau überlegt, wie viele Bohrlöcher, wie tief und in welcher Richtung er dieselben bohren muss, dort wird man bessere Resultate erzielen.

Ein zweiter Factor, welcher die Gewinnung eines gewissen Quantums Felsmasse durch Maschinenarbeit theuerer macht,

Digitized by Google

liegt in dem System der Gewinnung. Im Laufe der Zeit haben sich bei den Handarbeitern ganz bestimmte Systeme herausgebildet, namentlich durch die Concurrenz der Maschinenbohrarbeit angefeuert, in Folge dessen jetzt an vielen Stellen bei gewöhnlicher Handarbeit das $1^1/_2$—2fache geleistet wird, wie früher. Es galt demnach, abermalige Verbesserung im Maschinenbohren zu ersinnen. Hierbei zeigt sich aber meistens, dass, trotzdem die Bohrleistung der Maschinen bedeutend grösser war, die Gewinnung der Massen des Gesteins in der gleichen Zeit durch Maschinenbohrarbeit in gar keinem Verhältnisse zu der gewonnenen Masse bei Handarbeit stand, abgesehen von den Kosten dieser Massen. Daraus folgt, dass man hauptsächlich darauf hinarbeiten muss, die Maschinenarbeit und das System der Gewinnung des Gesteins möglichst dem Handbetriebe anzupassen.

Während man demnach früher schwere, unbeholfene Gestelle anwendete, wird man sein Augenmerk zunächst darauf richten müssen, neben einer leichten und doch soliden Bohrmaschine leichte, transportable Gestelle zu construiren, welche das Ansetzen der Sprenglöcher möglichst wie beim Handbetriebe gestatten, und welche man rasch aufstellen kann.

In der That ist man in neuerer Zeit zu diesem Principe selbst bei den Luftbohrmaschinen mit Erfolg gegen die Handarbeit übergegangen; leider hat sich jedoch der Kostenpunkt noch immer auf demselben Standpunkte gehalten, in einzelnen Fällen sogar verschlimmert.

Unter gewissen Umständen kommt dieser hohe Kostenpunkt freilich nicht in Betracht; da aber nicht Jeder solche Opfer bringen kann, sucht man stets nach neuen Mitteln, die Bohrmaschinen, welche durch Luft, Dampf oder Wasser getrieben werden, durch billigere Apparate zu ersetzen.

Die nächstliegende Idee, die Arbeit des Bohrens aus freier Hand durch Arbeit am Schwungrade zu ersetzen, wurde denn auch von verschiedenen Constructeuren mit mehr oder weniger Glück aufgegriffen; dieselbe war jedoch bis jetzt noch wenig zur Zufriedenheit gelöst.

Es heisst hier bei diesen Handbohrmaschinen, ebenfalls wie bei den Luftmaschinen, zunächst neben einem zweckmässigen Gestell einen Bohrmechanismus zu schaffen, welcher Sicherheit bietet, dass er richtig functionirt und wenig Reparaturen erfordert; denn da das Bohren mit Handbohrmaschinen nicht so rasch gehen kann, wie mit Kraftbohrmaschinen, so muss jeder Aufenthalt, mag er auch noch so gering sein, vermieden werden. Hierbei ist jedoch eines zu bemerken, nämlich dass man bei Handbohrmaschinen bezüglich der Reparaturen nicht mehr verlangen sollte, wie bei Kraftbohrmaschinen. Für einen regelmässigen Betrieb ist es aus vorher genanntem Grunde unbedingt nöthig, für jede arbeitende Maschine, wenn auch nicht gleich eine complette Reservemaschine mit Gestell, so doch stets einen Reserve-Bohrmechanismus in der Nähe zu haben.

### Die Bohrmechanismen der Handbohrmaschinen.

Betrachten wir nun einige Bohrmechanismen von Handbohrmaschinen, so muss man bei dem Arbeiten mit ihnen ebenso wie beim Maschinenbohren folgende Operationen unterscheiden: 1) das Heben des Bohrers, 2) das Setzen, resp. das Drehen des Bohrers, 3) das Vorschieben des Bohrers und 4) die Kraftansammlung, durch welche der Bohrer gegen das Gestein geschleudert wird.

Das Heben und Stossen des Bohrers erfolgte Anfangs bei einigen Maschinen durch eine Kurbelwelle, mit welcher eine, so zu sagen, elastische Flügelstange mit Feder verbunden war; der Stoss entstand dadurch, dass der Bohrer das Gestein bereits traf, ehe die Kurbelwelle den tiefsten Punkt erreicht hatte. Nach diesem Systeme ist z. B. die Hand-Gesteinbohrmaschine von H. B. Barlow jun. and Company in Manchester construirt, die im „Engineering" vom 8. October 1875 abgebildet und beschrieben ist. Ferner war nach diesem Principe, wenn auch in anderer Ausführung, die erste Faber'sche, in Preussen patentirte und im Jahre 1877 ausgeführte Handbohrmaschine construirt, bei welcher sich das Setzen, sowie der Vorschub bereits automatisch regulirte. Beide Constructionen gingen, wie auch verschiedene andere Maschinen, so z. B. die Maschine von Robert Gottheil, Bayerisches Patent vom 11. October 1873, beschrieben in dem „Bayerischen Industrie- und Gewerbeblatt", 1875, S. 83, von dem Gedanken aus, möglichst viele Schläge, ähnlich den Luftbohrmaschinen, zu erzielen. Es zeigte sich dieses jedoch als falsch, denn die Schläge müssen bei einer gewissen Steinhärte auch die nöthige Wucht haben, und andererseits kann die Leistung eines oder auch mehrerer Leute am Schwungrade, selbst unter den günstigsten Verhältnissen, nicht überschritten werden. Durch Versuche hat sich im Laufe der Zeit gezeigt, dass bei einer Umdrehung des Schwungrades zwei, höchstens drei Schläge des Bohrers die zweckmässigste Anzahl derselben ist.

Während die beiden erstgenannten Maschinen sich zum Heben des Bohrers der elastischen Kurbelstange bedienten, wandte Gottheil bei seiner Maschine bereits Hebedaumen an, und zwar, wie aus der vorgenannten Zeitschrift zu ersehen, 6 Daumen, so dass derselbe also 6 Schläge bei einer Umdrehung des Schwungrades erzielt. Die neueren Maschinen benutzen, wie bereits oben gesagt, nur 2, höchstens 3 Hebedaumen, welche durch Spannen einer Feder oder Zusammenpressen von Luft und nachheriges plötzliches Loslassen dieser Federn oder des Luftkolbens den Stoss gegen das Gestein ausführen.

Bereits 1876 war in der Weltausstellung zu Philadelphia eine Maschine von W. Weaver in Phönixville mit 2 Daumen ausgestellt, und ebendaselbst auch eine mit 3 Daumen von J. A. Beamisdorfer in Campbelltown. Von der ersten Maschine ist eine Skizze in dem Berichte der österreichischen Commission über die Weltausstellung in Philadelphia. Heft XV, von A. Riedler zu finden. Diese Maschine ist in der Hauptsache identisch mit dem deutschen Reichspatente No. 3792, welches H. Stolzenberg, C. Grouert in Berlin und Richard Auffm Ordt in Schwelm unterm 12. Juli 1877 ertheilt worden ist.

Ausser bei den genannten Maschinen sind auch bei denjenigen von L. Schrader & J. Fritz, D. R.-P. No. 319, von Thomas Jordan, D. R.-P. No. 2218, ferner von J. Faber, D. R.-P. No. 4212 und No. 8048, nunmehr sämmtlich 2 Hebedaumen angewendet, so dass bei all diesen Maschinen bei normaler Arbeit pro Minute 100—120 Schläge gegen das Gestein erfolgen. Bei der Handbohrmaschine von Könyves-Tóth, von welcher man eine Skizze in Julius Mahler's Schrift: „Die Sprengtechnik" 1878, findet, kann man die Art und Weise, wie der Bohrer gehoben wird, nicht erkennen; es scheint jedoch, als wenn derselbe ohne Schwungrad nur mit der Hand in einer Führung gehoben und nachher wieder vorgeschnellt wird. Diese Maschine bohrt nur unter der Horizontalen geneigte Löcher und soll sich hierbei gut bewährt haben. Dasselbe Princip wurde bereits 1877 von Faber mit Schwungrad angewandt und in der deutschen Patentschrift No. 2377 vom 17. October 1877 beschrieben. Dort wurde ein Gewicht von etwa 60 bis 8 Zoll hoch gehoben

Digitized by Google

und zwar durch einen Daumen; dieser Apparat konnte mit Leichtigkeit von einem Manne aufgestellt und bedient werden.

Bei dem Setzen des Bohrers kann man deutlich drei verschiedene Systeme unterscheiden: bei der Barlow'schen, der ersten Faber'schen (preussisches Patent) und der Fritz'schen Maschine wird dasselbe durch verschiedene besondere Mechanismen, von der Kurbelwelle ausgehend, erreicht. Diese Mechanismen sind aber sehr empfindlich und leiden beim Aufschlagen des Bohrers, weil dieselben meistens direct mit demselben in Verbindung stehen. Günstiger, resp. vortheilhafter ist es schon, wenn Daumen zum Heben des Bohrers angewendet werden, indem durch die einseitige Lage des Daumens zu der Spindel, welche den Bohrer fasst, eine Drehung des Bohrers wie bei Pochwerken hervorgebracht wird. Nach diesem Principe wurde bereits, soviel aus der Zeichnung zu ersehen, die Drehung des Bohrers bei der Gottheil'schen Maschine angewendet, und ist diese Idee bei der Weaver'schen Maschine sowohl als bei der Jordan'schen Maschine wiederzufinden; auch Faber wandte dieselbe vor dem Patente No. 2377 an. Es zeigte sich jedoch, dass hierdurch ein unregelmässiges Umsetzen erfolgte, indem das Drehen von Zufälligkeiten abhing, wodurch die Sprenglöcher unrund werden und die Bohrer verlaufen oder häufigen Klemmungen ausgesetzt sind.

Man kann dies zwar in etwas vermeiden, wenn man Z- oder Kreuz-Bohrer anwendet, jedoch leisten dieselben meistens nicht so viel wie gewöhnliche Flachbohrer, auch sind dieselben schwieriger anzufertigen und werden deshalb sowohl vom Schmied wie vom Bergmanne selbst nicht gerne angewendet. Um nicht von solchen Bohrern abhängig zu sein, suchte man die schädliche Wirkung des Daumens durch Nebenmechanismen zu regeliren, resp. aufzuheben. Weaver bringt deshalb an der verzahnten Daumenscheibe einen besonderen Finger an, welcher jedesmal bei Ende des Hubes der gehobenen, mit dem Bohrer in fester Verbindung stehenden Scheibe eine kleine Drehung ertheilt. Durch diesen momentanen Stoss erfolgt jedoch immer noch kein regelmässiges Drehen.

Die Drehung des Bohrers bei der Jordan'schen Maschine ist genau in dem D. R.-P. No. 5107, als Zusatzpatent zu Patent No. 2218, beschrieben. Es sind hier verschiedene kleine Mechanismen angewendet, welche der wiederum verzahnten Daumenscheibe je nach der Härte des Gesteins gestatten, nur eine bestimmte Drehung von $^1/_6$ bis $^1/_{12}$ des Umfanges zu machen. Zu diesem Ende werden Zahnrädchen von 6 bis 13 Zähnen auf der Daumenscheibe befestigt.*)

Bei der Faber'schen Maschine, D. R.-P. No. 526, finden wir ebenfalls verschiedene Mechanismen, jedoch wird hier nicht der Hebedaumen selbst zum Drehen des Bohrers benutzt, sondern es wird durch eine excenterartige Bewegung mittelst Hebels ein Sperrrädchen gedreht, in welchem ein Keil sitzt, durch den dann die hindurchgehende Bohrstange ihre Drehung erhält.

Alle diese bei den genannten Maschinen angewendeten Mechanismen sind aber in der Praxis zu empfindlich und werden auch von den Arbeitern zu leicht beschädigt; aus diesem Grunde findet man bereits in Patentschrift No. 2377 bei der Faber'schen Maschine den fast allgemein bei Luftbohrmaschinen als zweckmässig anerkannten Umsetzungsmechanismus angewendet, nämlich eine gewundene und gerade Nuth. Die Bohrerstange, in welcher der Bohrer befestigt ist, hat nämlich eine gewundene Nuth (vgl. auch Taf. XXVI) und bewegt sich durch ein Sperrrad hindurch, welches einen gewundenen Keil enthält. Hebt man die Bohrerstange, so wird das Sperrrad am Drehen verhindert, in Folge dessen die Bohrerstange sich drehen muss, und zwar ist die Nuth so gezogen, dass sich die Bohrerstange gerade entgegengesetzt dreht, wie der Daumen die Daumenscheibe dreht, so dass also der Daumen gar keine Wirkung auf die Drehung der Bohrerstange hat, sondern es hängt die Drehung des Bohrers nur von der Stärke der Steigung des Dralls und dem Hube der Bohrerstange ab. Beim Schlagen des Bohrers, wenn also die Bohrerstange die Bewegung wieder rückwärts macht, wird durch eine zweite gleiche Vorrichtung, jedoch mit gerader Nuth, der Bohrer keine Drehung erfahren. Durch diese Anordnung übt der Schlag durchaus keinen Einfluss auf die Maschine.

Das Vorschieben des Bohrers ist am schwierigsten herzustellen. Hierbei ist vor allen Dingen noch viel mehr wie bei den Kraftbohrmaschinen darauf zu sehen, dass das Vorschieben ein automatisches durch die Maschine selbst ist, und zwar muss die Maschine dieses Vorschub wiederum selbstthätig je nach der Gesteinshärte reguliren. Dieses geschieht immer am einfachsten, wenn man das Vorschieben unter gewissen Verhältnissen aufhebt, wie dies bei den Kraftbohrmaschinen geschieht. Eine Maschine, welche diese Regulirung nicht selbstthätig besorgt, sondern regelmässig bei jedem Hube um ein Gewisses in das Gestein eindringt, muss zu Störungen führen, wie wir später unten sehen werden, selbst wenn man für weiches oder hartes Gestein Spindeln mit mehr oder weniger Steigung nimmt, welche man in der Maschine umtauschen kann. Man muss hier also immer erst versuchen, welche Spindel man einsetzen muss, und hängt es von der Erfahrung, resp. Intelligenz der Arbeiter ab, gleich das Richtige zu treffen. Zuweilen sieht man zwar selbst bei Kraftbohrmaschinen die Mechanismen für den sich selbstthätig regulirenden Vorschub von den Maschinen abgenommen und schiebt den Bohrer durch Drehen der Spindel mit der Hand vor; dies ist jedoch nur ein Beweis, dass der Mechanismus nicht regelmässig arbeitet, oder es kann auch der Fall vorkommen, dass die Steigung der Spindel nicht gross genug genommen ist, so dass also selbst bei fortgesetztem Vorschieben des Bohrers nach jedem Schlage dieser Vorschub für das Gestein nicht genügend ist. Es kann dieses bei sehr weichem Gestein leicht vorkommen. Auch diese zum Vorschub bestimmten Mechanismen soll man wieder so construiren, dass dieselben mit dem Bohrer nicht mehr in Berührung sind, wenn der Schlag erfolgt.

Sehen wir uns nun diese Mechanismen bei den besprochenen Maschinen an, so kann man wiederum sofort drei Systeme unterscheiden: 1) die Bohrerspindeln sind ohne Gewinde versehen, werden durch Klemmmechanismus an einer bestimmten Stelle gefasst und dann, gelöst, mit dem Bohrer gegen das Gestein geworfen. Diese Vorrichtungen haben meistens den Nachtheil, dass die Klemmvorrichtungen nicht sicher functioniren und deshalb der Stoss nicht immer gleichmässig oder nur schwach erfolgt. 2) Die Bohrerspindel ist mit Gewinde und Mutter versehen, und das Vorschieben des Bohrers erfolgt durch Drehen der Mutter gegen die Spindel, welche in der gehobenen Scheibe liegt. Oder 3) der Vorschub erfolgt

*) Eine genaue Zeichnung und Beschreibung der Jordan'schen pneumatischen Hand-Gesteinbohrmaschine (Patentinhaber für Deutschland, Oesterreich etc.: L. Frobeen, Berlin SW., Lindenstrasse 20/21) in ihrer neuesten, verbesserten Gestalt, die dieselbe durch die Märkische Maschinenbau-Anstalt, vormals Kamp & Co. in Wetter a. d. Ruhr erhalten hat, findet sich in No. 25, S. 213 der „Berg- und Hüttenm. Ztg." vom 18. Juni 1880. D. Red.

Digitized by Google

von der Kurbelwelle aus durch besondere Mechanismen, welche dann den ganzen Bohrmechanismus wie bei den meisten Kraftbohrmaschinen an einer feststehenden Leitspindel vorschieben. Dieses System hat den Nachtheil, dass mit dem Bohrmechanismus auch das Schwungrad fortschreitet, also der Mann seine Stellung im Laufe der Zeit verändern muss.

Zu der ersten Kategorie gehört die Gottheil'sche Maschine, bei welcher ein eigen geformter, getheilter Ring, der um die Bohrerstange greift, durch einen Hebel einseitig gehoben wird. Durch das hierdurch veranlasste Ecken dieses Ringes wird die Bohrerstange gefasst, resp. gehoben. Hierher ist auch die Faber'che Maschine D. R.-P. No. 526 zu rechnen; es wird die Klemmung durch einen zweitheiligen Conus erzielt, welcher sich beim Heben der Daumenscheibe in dem Conus derselben festsetzt und dadurch direct den Bohrer fasst. Ferner ist in diese Kategorie die Weaver'sche (in Deutschland „Gronert'sche" Maschine benannt) zu rechnen; hier dient die Daumenscheibe direct als Bremse, indem dieselbe aus zwei Theilen um die Bohrerstange geschraubt wird; je nachdem diese betreffenden Schrauben mehr oder weniger angezogen werden, rückt die Bohrerstange mehr oder weniger durch die Daumenscheibe hindurch.

Bei diesen drei genannten Maschinen ist kein richtiges Arbeiten zu erzielen, es erfordert wenigstens eine grosse Uebung, und ist diese Construction deshalb von Gottheil und Faber aufgegeben worden, während Gronert noch mit ihr arbeiten soll. Die Klemmvorrichtung hat den Vortheil, dass sich der Bohrer rasch ohne zu kurbeln zurückziehen lässt.

Durch eine einfache Vorrichtung kann man diesen Vortheil jedoch auch bei der zweiten Kategorie von Vorschubmechanismen, bei einer Bohrspindel mit Gewinde, anwenden, wie dies bei der Faber'schen Maschine D. R.-P. No. 2377 und No. 4212 zu ersehen ist. Hier ist die Daumenscheibe, wie bei der Weaver'schen Maschine, aus zwei Theilen, jedoch mit Gewinde versehen, und hängt der Vorschub hier von der Differenz der beiden Reibungen ab, welche einerseits durch den Daumen und die Daumenscheibe, andererseits zwischen der mit Gewinde versehenen Daumenscheibe und der Bohrspindel entstehen. Je mehr man die beiden Hälften der Daumenscheibe durch die Schrauben gegen die Spindel presst, um so weniger wird der Daumen vermöge seiner seitlichen Wirkung die Daumenscheibe um die Spindel drehen können, und umgekehrt; der Arbeiter kann also durch mehr oder weniger Anschrauben den Vorschub schwächer oder stärker machen, da das Gewinde der Spindel so genommen ist, dass beim Drehen der Daumenscheibe durch den Daumen ein Vorschieben der Spindel erfolgt.

Fast zur gleichen Zeit construirte Thomas Jordan nach dem gleichen Principe den Vorschub an seiner Maschine; das Faber'sche Patent fängt jedoch bereits vom 18. October 1877 ab an, während das Jordan'sche (England) vom 30. December 1877 an beginnt. Bei der Jordan'schen Maschine geht die in der Daumenscheibe liegende Mutter auf der Bohrerspindel durch ein conisches Rädchen, welches an der Drehung der Mutter theilnimmt. In dieses conische Rädchen greift ein zweites conisches Rädchen, welches sich mehr oder weniger bremsen lässt, wodurch die Rädchen und mit ihnen die Mutter weniger oder mehr an der Drehung der Spindel theilnimmt, resp. der Vorschub grösser oder kleiner ist. Da die Drehung der Spindel aber wieder von der Anzahl Zähne an der Daumenscheibe, wie oben beschrieben, abhängt, so wird auch der Vorschub wieder davon abhängen. Uebrigens scheint auch Jordan zuerst das erste Princip des Vorschubes angewendet zu haben, da er in der Patentschrift 2218 selbst noch von einer Bremsvorrichtung statt Gewinde auf der Bohrerspindel spricht.

Dieses zweite System des Vorschubes ist gegen das erste unbedingt als ein Fortschritt zu bezeichnen. Durch diese Anordnung hat man es bereits in der Gewalt, den Bohrer zu Anfang des Bohrens mit einem gewissen Druck gegen das Gestein zu pressen; jedoch ist und bleibt der Vorschub wieder von dem Arbeiter selbst abhängig, also nicht vollkommen. Jordan empfiehlt deshalb auch schon, zu verschiedenem Gestein ausser den schon erwähnten verschiedenen Zahnrädchen zum Setzen des Bohrers noch verschiedene Bohrspindeln mit mehr oder weniger Steigung anzuwenden. Ich habe in der Praxis bei den verschiedensten Verhältnissen gefunden, dass man ganz gut auskommt, wenn man die Ganghöhe der Spindel so einrichtet, dass der entstehende Vorschub für das weichste Gestein passt, und wenn sich der Bohrer bei 8—10 Schlägen einmal ganz herum dreht. Nimmt man an, dass bei diesem unvollkommenen Vorschube eine für das zu bohrende Gestein ziemlich passende Steigung der Spindel genommen sei, so können immer noch folgende Uebelstände vorkommen. Ist der Vorschub ein wenig zu stark, so kann der Bohrer nicht entsprechend in das Gestein eindringen; in Folge dessen wird sich die Daumenscheibe immer weiter von der Achsenmitte entfernen, und dadurch der Hub stets kleiner, der Schlag aber schwächer werden. Ist dagegen der Vorschub zu schwach, dringt also der Bohrer tiefer in das Gestein ein, so kommt die Daumenscheibe der Achsenmitte näher und schlägt auf den Daumen, ehe der Bohrer das Gestein berührt. Es erfolgt also kein Schlag auf das Gestein, sondern gegen die Maschine. Ganz dasselbe geschieht bei Anwendung von comprimirter Luft bei der sogenannten pneumatischen Handbohrmaschine. Da der Kolben mit der Daumenscheibe in Verbindung steht, so wird der Kolben entweder gegen den hinteren oder vorderen Cylinderdeckel anstossen, oder man muss fortwährend am Vorschube reguliren, was nur eine geübte, kundige Hand ausüben kann.

Faber blieb bei dem unvollkommenen Vorschube nicht stehen, er construirte den unten näher beschriebenen Vorschub, welchen die Maschine selbst nach der Gesteinshärte regulirt, und welcher sich auch unter den verschiedenen Verhältnissen gut bewährt hat; derselbe ist unter No. 8048 im deutschen Reiche patentirt.

Zu dem dritten Systeme des Vorschubes, bei welchem also der ganze Bohrmechanismus an einer feststehenden Leitspindel vorrückt, gehört zunächst die englische Maschine von Barlow und die Schrader & Fritz'sche Maschine, D. R.-P. No. 319. Bei beiden wird durch verschiedene Klinken, Hebel u. s. w. eine auf der Leitspindel sitzende Mutter, welche mit dem ganzen Mechanismus zusammenhängt, gedreht; es ist aber eine bekannte Thatsache, dass derartige Mechanismen bei Percussionsmaschinen grossem Verschleiss unterworfen sind. Auch Schrader & Fritz empfehlen noch in der Patentschrift No. 319 für verschiedene Gesteine eine verschiedene Umsetzungszahl des Bohrers, so wie andere Leitspindeln, hatten also damals noch den unvollkommenen Vorschub, während dieselben kurze Zeit darnach diesen Fehler durch den in Patentschrift No. 2663 erklärten Mechanismus schleunigst verbesserten und den Vorschub durch die Maschine selbst regulirten.

Was das Setzen und Vorschieben der Maschine von Könyves-Tóth anbelangt, so scheint das erstere durch den gewundenen Drall erzielt zu werden, während das Vorschieben in der Art der gewöhnlichen Stossbohrer zu geschehen scheint.

Digitized by Google

Bei allen genannten Maschinen, mit Ausnahme der letzten, wird durch Drehen eines Schwungrades die menschliche Kraft gesammelt und in regulirender Weise auf den Bohrer übertragen. Es kommt bei allen Maschinen sehr darauf an, in den richtigen Grenzen zu bleiben zwischen dem Hube des Bohrers und der Kraft, mit welcher er gegen das Gestein geworfen wird, so wie auch darauf, die Grösse und das Gewicht des Schwungrades richtig zu wählen. Man soll den Mann nicht übermüden, sondern namentlich Anfangs häufig die Leute abwechseln lassen, da das Drehen an der Kurbel ebenfalls gelernt werden muss. Bei der Faber'schen Maschine ist beobachtet worden, dass bei einer nicht zu starken Feder (welche sich bei 95$^{kg}$ Belastung um 160$^{mm}$ verlängerte) abwechselnd je ein Mann 1000 Schläge (= 10 Minuten Bohrzeit) machte; während dieser 10 Minuten ruhte der andere Mann und spritzte das Bohrloch aus.

Das Schwungrad überträgt bei diesen Maschinen die Kraft nicht direct auf den Bohrer, sondern es wird eine Feder gespannt oder Luft comprimirt, welche dann, plötzlich frei werdend, den Schlag erzeugt, indem sie den Bohrer gegen das Gestein schleudert.

Von den Federn sind fast alle Arten zur Verwendung gekommen. Die Barlow'sche Maschine besitzt z. B., ähnlich wie bei Federhämmern und Pochwerken, zwei gegen einander gebogene Flachfedern, von welchen die obere mit der Kurbel in Verbindung steht und die untere mit der Bohrerspindel verbunden ist. Die Gottheil'sche, so wie die Schrader & Fritz'sche Maschine haben flache, gewundene Eisenbahnpufferfedern, welche zusammengepresst werden und dann plötzlich vorspringen. Dieselben haben den Vorzug, möglichst kurz zu sein; man soll jedoch darauf achten, dass die einzelnen Lamellen zwischen sich möglichst jede Reibung vermeiden und in einander lange Führung haben. Faber wendete bei dem preussischen Patent eine offene Spirale von gewundenem Stahldraht an, um die elastische Flügelstange zu erzielen; desgleichen wendet Weaver zwei solcher Federn bei seiner Maschine an. Bei beiden Maschinen werden diese Federn zusammengepresst und suchen dann später wieder auseinander zu gehen; dieselben müssen besondere Führungen haben, um sich nicht seitlich auszubiegen, haben dagegen den Vortheil, keine besondere Befestigung nöthig zu haben, wie dies bei der neueren Faber'schen Maschine, Patent No. 4212, der Fall ist. Hier ist nämlich eine gewundene Feder aus Stahldraht angewendet (Taf. XXVI), bei der etwa 50 Ringe von 8$^{mm}$ Drahtstärke fest aufeinander liegen; der Daumen zieht diese Ringe um etwa 130$^{mm}$ auseinander. Durch plötzliches Loslassen entsteht dann der heftige Schlag, welcher nach vergleichenden Versuchen der wirksamste unter den Spiralfedern war.

Die Federn haben im Allgemeinen den Nachtheil, dass dieselben mehr oder weniger rasch dem Verschleiss unterworfen sind, dagegen den nicht zu unterschätzenden Vortheil, dass sie zunächst keine Reibungen bei der Kraftausammlung verursachen, ferner billig und leicht zu ersetzen sind; ausserdem kann man beim etwaigen Erlahmen derselben leicht durch entsprechendes Spannen die ursprüngliche Spannkraft noch mehrere Male wieder herstellen.

Bei der Anordnung der Federn muss man deren leichte Erneuerung ganz besonders im Auge haben. Jeder Arbeiter muss an der Maschine, ohne viele Theile derselben zu demontiren, die Auswechselung einer Feder gegen eine andere rasch vornehmen können.

Thomas Jordan wendet comprimirte Luft an, welche in einem Cylinder durch die Daumen comprimirt wird, wie in dieser Zeitschrift, Jahrgang 1879, S. 332, bereits beschrieben worden ist. Hauptsächlich neu an dieser Idee ist wohl, dass man bei jedem Hube ein gewisses Quantum Luft zu der eingeschlossenen Luft auf einfache Weise zuführt und dadurch die Spannung im Cylinder bis auf 10 Atm. bringen kann; mit einem solchen Drucke wirklich zu arbeiten, heisst jedoch die Grenzen der Leistungsfähigkeit der Arbeiter überschreiten. Die Idee der pneumatischen Bohrmaschine ist übrigens nicht neu, Hr. Director Sachs zeigte seiner Zeit in seinem Auftrage vor Jahren angefertigte Zeichnungen, die solche pneumatische Handbohrmaschine durch ein dahinter liegendes Schwungrad getrieben darstellten. Der Vorschub wirkte auch, soviel mir erinnerlich, an einer festliegenden Leitspindel; das Ganze war fahrbar für Grubenbetrieb construirt, ob eine Ausführung der Idee erfolgte, ist mir nicht bekannt.

Aehnlich wie die Federn hin und wieder nachgespannt werden müssen, damit sie mit der nöthigen Kraft arbeiten, so ist es auch bei diesen pneumatischen Maschinen unbedingt nöthig, das Erlahmen der Kraft dadurch zu verhindern, dass man die Dichtungen, welche durch die Compression der Luft leicht verbrennen, gut im Stande hält. Dies ist aber der wunde und sehr difficile Punkt bei derartigen Maschinen, welcher auch nicht so leicht von jedem Arbeiter beseitigt werden kann.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, dass im Gruben- und Tunnelbetriebe die Länge des Bohrmechanismus sehr in Betracht kommt; dies ist mit ein Grund, weshalb die gegen früher schon bedeutend verbesserten Handbohrmaschinen noch so wenig durchgedrungen sind. Die Löcher können wenigstens nicht senkrecht genug angesetzt werden, damit die Wirkung des Sprengmateriales eine möglichst effectvolle ist; die stehengebliebenen Pfeifen sind Zeichen unnöthiger Zeitverschwendung.

Zu dem Hauptpatent No. 4212 hat Faber kürzlich ein zweites Zusatzpatent No. 11136 erhalten, welches sich auf einen kurzen Bohrmechanismus bezieht, bei welchem die gemachten, hier niedergelegten Erfahrungen alle verwerthet worden sind. Bei ca. 1$^{m}$ Länge kann mit demselben ca. 600$^{m}$ Lochtiefe ohne Bohrwechsel hergestellt werden. Die Ausstellung des bereits ausgeführten und versuchten Mechanismus in Düsseldorf konnte leider aus verschiedenen Gründen nicht erfolgen.

### Die Gestelle der Handbohrmaschinen.

Schon bei den Kraftbohrmaschinen findet man gleich den mannichfachen Bohrmaschinensystemen ebenso verschiedene Bohrmaschinen-Gestelle, je nach Anwendung der Maschinen. Man kann hauptsächlich zwei Systeme unterscheiden, nämlich fahrbare, welche fast durchweg in Bergwerken und Tunnels benutzt werden, und Dreifüsse, welche im Freien bei Steinbrüchen oder zum Schachtabteufen benutzt werden; Letztere sind meistens transportabel, und dürften dieselben wohl am besten den Gestellen für die Handbohrmaschinen als Muster dienen.

Von dieser Idee scheint auch Gottheil ausgegangen zu sein, indess nur er allein hat dieselbe benutzt. Auf dem bekannten Dreifuss liegt oben der Bohrmechanismus, welchen man nach allen Richtungen hin bewegen kann. Das Gestell ist nur für freistehendes Bohren in Steinbrüchen oder Schächten geeignet und hat wie alle Dreifüsse den Nachtheil, dass man beim Bohren in sehr verschiedenen Höhen alle drei Füsse verlängern oder verkürzen muss; dagegen ist es für senkrechte oder gegen die Verticale geneigte Löcher zweckmässig.

Bei den anderen Eingangs genannten Constructionen findet man meistens besondere, theils der Construction des Mechanismus,



Digitized by Google

theils dem Zwecke, welcher erzielt werden soll, angepasste Gestelle.

Mit dem Gestell von Barlow kann man nur senkrechte oder senkrecht geneigte Löcher bohren, es besteht ebenfalls wieder aus einem niederen Dreifuss, dessen Spitzen aber immer in gleicher Entfernung bleiben; durch die Construction des Bohrmechanismus (welcher unten am Dreifuss so befestigt ist, dass man denselben beliebig gegen die Verticale neigen kann) ist jedoch noch eine vierte hintere Strebe nöthig, so dass die Maschine in unebenem Terrain zum Aufstellen viel Zeit nöthig hat; hierzu kommt, wie schon früher erwähnt, noch der Uebelstand, dass der Mann mit dem eindringenden Bohrer sich immer mehr bücken muss.

Könyves-Tóth hat seinen Bohrmechanismus beweglich an einem Holzblocke befestigt. Bei Faber's preussischer Patentbohrmaschine dienen die verlängerten Stangen des Bohrmechanismus als zwei Füsse eines Dreifusses, eine sich oben anschliessende Strebe ist der dritte Fuss. Die Maschine bohrte nur senkrechte Löcher und fand wegen ihrer complicirten Construction keinen Anklang.

Aehnlich ist das Gestell von Faber, Patent No. 2377, während das Faber'sche Gestell, Patent No. 526, Aehnlichkeit mit dem Barlow'schen Gestell hat, nur fehlt hier die vierte Strebe, auch ist der Mechanismus nicht beweglich, sondern fest mit dem Dreifuss verbunden; beide dienten auch nur zum Verticalbohren. Während Weaver sein Gestell mit vier Füssen, von denen die zwei hinteren beweglich sind, construirte, und zwar von rechteckigem Querschnitt, construirte Gronert neuerdings den Weaver'schen Mechanismus auf dem bekannten Dreifuss mit runden Stangen zum freistehenden Bohren nach allen Richtungen und ein zweites Gestell, zum Einspannen eingerichtet, für Stollenbetrieb.

Jordan hat ebenfalls mehrere Gestelle construirt. Zunächst ein Gestell für Stollenbetrieb zum Einspannen; dasselbe ist aus Flacheisen construirt, lässt sich jedoch wenig verlängern oder verkürzen. Das Einspannen geschah Anfangs durch zwei Schrauben oben, neuerdings nimmt man auch nur eine; mit dem Gestell kann man alle Löcher bohren, muss dasselbe aber schief stellen, wenn in der Decke oder in dem Boden ziemlich verticale Löcher gebohrt werden; das Gleiche gilt übrigens auch von dem ähnlichen Gronert'schen Gestell.

Zum freistehenden Bohren giebt Jordan noch ein Gestell an, um Löcher in verticaler Richtung oder unter leicht geneigtem Winkel zu bohren, ferner ein Gestell, um Löcher unter jedem Winkel zu bohren, sowie ein fahrbares Gestell, und schliesslich noch ein Schachtgestell für Maschinen. Die drei ersten Gestelle sind in Flacheisen construirt und haben alle vier Füsse, man muss hier also event. sogar vier Stangen verlängern. Die Füsse sind gegeneinander nicht beweglich, wie bei dem bekannten Dreifuss, sondern bilden ein starres Gestell, auf welchem der Bohrmechanismus beweglich befestigt ist, und zwar nur in der Mittelachse des Gestelles, gegen die Horizontale oder Verticale geneigt. Will man also nun etwas seitlich von dieser Mittelachse bohren, so muss das ganze Gestell verschoben werden. Dies ist auch bei dem Streckengestell der Fall, muss aber als grosse Beschränkung angesehen werden, denn es ist für das Aufstellen sehr unbequem und zeitraubend.

Das Gestell der Maschine von Schrader und Fritz besteht aus einer Säule, welche eingespannt wird; dasselbe ist nur für Stollenbetrieb eingerichtet. Der Bohrmechanismus lässt sich leicht an der Säule auf- und abschieben und um dieselbe drehen, wodurch schon der am Schluss des vorigen Absatzes bemerkte Uebelstand beseitigt worden ist. Dagegen ist hier ein anderer Uebelstand zu erwähnen, indem der Bohrmechanismus sich nur auf einer Seite der Säule, nach vorne zu, befindet, so dass durchaus kein Gleichgewicht vorhanden ist, und bereits das Gewicht des Mechanismus die Säule umzustürzen sucht; hinzu kommt, dass dieser Zustand sich beim weiteren Eindringen des Bohrers noch verschlimmert, indem der Bohrmechanismus sich immer mehr vom Mittelpunkte der Säule entfernt. Durch diese Anordnung muss das Aufstellen der Maschine sehr schwierig sein. Man hat das Gleichgewicht dadurch herzustellen gesucht, dass man eine zweite Säule einspannte, so dass der Mechanismus nun zwischen diesen beiden Säulen liegt; dies hat aber wieder den Nachtheil, dass die Beweglichkeit des Bohrmechanismus verloren geht und man bei jeder noch so kleinen Veränderung in der Stellung des Bohrloches zeitraubende Operationen vornehmen muss.

Um den Bohrmechanismus in seiner Lage gegen die Horizontale zu neigen, ist das dem Bohrer nahe gelegene Ende durch zwei bewegliche Stangen mit einem auf der Hauptsäule sitzenden, beweglichen Ringe verbunden; je nachdem man diesen Ring dem Hauptbefestigungspunkte des Mechanismus an der Säule nähert oder von diesem entfernt, kann man die Neigung desselben bestimmen, jedoch ist man darin, wie leicht ersichtlich, beschränkt. Will man die Neigung des Mechanismus von einer abwärts gerichteten Stellung, nach oben hin nehmen, so muss unbedingt ein Mann den ganzen Mechanismus heben, während ein anderer den beweglichen Ring an der Säule festschraubt.

Alle vorgenannten Mängel sind bei dem Faber'schen Gestell, D. R.-P. No. 4212 u. 8048, welches auf Grund langjähriger Erfahrungen construirt worden, vermieden; ausserdem ist dasselbe vollständig Universalgestell, mit welchem man unter den verschiedensten Verhältnissen alle Löcher unter beliebigem Winkel freistehend oder eingespannt bohren kann, und welches sich auch nach erlangter Kenntniss mit der Handhabung bewährt hat.

Auch Faber hat Gestelle für besondere Zwecke construirt, dieselben sind jedoch nicht zur Ausführung gelangt, indem das Universalgestell stets ausreichte.

Eine allgemeine Anordnung bemerkt man bei allen vorgenannten Gestellen, mit Ausnahme des letztgenannten Faber'schen Universalgestelles, die auch meistens im Maschinenbau richtig ist, aber für Bohrmaschinen, welche doch hauptsächlich in engen Räumen, d. h. Stollen u. s. w., verwendet werden, als nicht richtig bezeichnet werden muss, nämlich der Bohrmechanismus liegt zwischen den Trägern des Gestelles. Der Bohrmechanismus sollte stets ausserhalb dieser Träger liegen, damit man möglichst nahe an den Wänden oder in die Ecken kommen kann, wie man dies schon bei fast allen Anordnungen der Kraftbohrmaschinengestelle bemerkt. Die schädliche einseitige Wirkung des Schlages, welche bei rundem Querschnitte des Trägers eine Drehung des Mechanismus zu verursachen sucht, kann leicht durch geeignete Vorrichtungen aufgehoben werden. Ist der Träger eine Säule, so ergiebt sich noch der Vortheil, dass man durch entsprechende Drehungen des Mechanismus letzteren um die doppelte Entfernung von Mitte Säule bis Mitte Bohrer seitlich verschieben kann, ohne die Säule selbst zu versetzen; also eine Zeitersparniss, welche beim Bohren mit Handmaschinen ein wichtiger Factor ist.

Aus Vorstehendem wird man ersehen können, dass eine gute Construction für eine Handbohrmaschine lediglich nur durch Erfahrung und Praxis hervorgehen kann, und dass auch in diesem Gebiete ein ganz bedeutender Fortschritt zu erkennen

Digitized by Google

ist. Andererseits ist es eine natürliche Folge, dass bei den grossen Fehlern, die man bei den ersten Maschinen gemacht, weil man so zu sagen rein im Dunkeln arbeitete, ein gewisses Misstrauen gegen derartige Maschinen vorhanden ist, welches die Einführung einer guten Maschine ungemein erschwert. Dass die bisherigen Leistungen mit solchen Maschinen so gering gewesen, liegt nicht an der schweren Arbeit mit denselben, sondern hauptsächlich an den bisherigen Maschinen selbst.

## Die Faber'sche Bohrmaschine mit langem Bohrmechanismus und ihr Universalgestell.*)

Patent No. 4212 und 8048.

Das Universalgestell der auf Taf. XXVI dargestellten Maschine besteht aus einer abgedrehten Säule *a*, deren Kopf mit Gewinde, resp. einer Mutter *b* versehen ist. In dieser Mutter ist drehbar befestigt ein zweitheiliges Klemmstück *c*, durch welches in die Säule hinein ein langes, ausziehbares und drehbares Rohr *d* geht, welches oben eine Gabel *e* trägt und zum Einspannen bei Stollenbetrieb benutzt wird. In diesem Falle ist an dem Fusse der Säule eine mit Zakken versehene viereckige Platte *f* befestigt, und das Gestell ist fertig. Um dasselbe einzuspannen, hat man weiter nichts nöthig, als zunächst durch das ausziehbare Rohr die Gabel bis zur Decke zu ziehen, diese Länge durch die Klemmstücke zu fixiren und dann das Ganze durch die Mutter am Kopfe der Säule fest zu spannen.

Will man freistehend bohren, so nimmt man den Fuss *f* von der Säule weg und ergänzt ihn durch ein Querrohr *g*, dessen Enden mit zwei verstellbaren Spitzen *h* versehen sind; eine nach allen Richtungen an der Säule drehbare, verschiebbare und in der Länge verstellbare Strebe *i* stellt den Dreifuss her, welcher eventuell noch durch leicht anzubringende Verbindungsstangen *k* abgesteift wird.

An der Säule befindet sich ein drehbares und verschiebbares Lager *l*, welches durch eine rechts- und linksgängige Schraube *m* rasch an jedem Punkte der Säule fest gesetzt werden kann. Damit man dieses Lager auch inel. des Bohrmechanismus und Schwungrades um die Säule drehen kann, liegt dicht unter demselben ein zweitheiliger Stellring *n*. Nachdem man das Gestell sicher und fest aufgestellt und dasselbe durch entsprechende Gewichte auf den Füssen, oder durch das Eigengewicht des Arbeiters behastet hat, steckt man den Bohrmechanismus, je nachdem man das Loch ansetzen will, rechts oder links in dieses Lager hinein, und befestigt denselben, wenn die Steigung des Bohrloches bestimmt ist, durch eine Klemmschraube *o* an dem Lager. Nun schiebt man das Schwungrad auf der anderen Seite des Lagers auf die durchgehende Achse, verhindert das Herunterfallen desselben durch einen Bügel *p*, welcher in eine Rinne der Achse greift, befestigt dann den Bohrer, und das Bohren kann anfangen.

Fig. 1

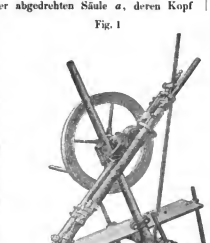


Fig. 2

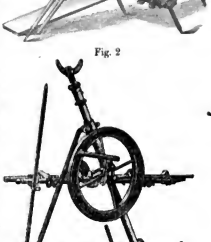
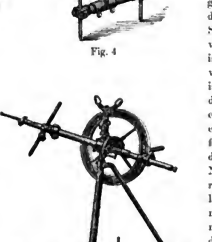


Fig. 3

Fig. 4



Der Bohrmechanismus besteht im Wesentlichen aus einer Hülse *q*, welche in dem Lager, nachdem die Richtung des Bohrloches bestimmt ist, gebremst wird. Durch diese Hülse geht die Achse, welche an einem Ende, entgegengesetzt dem Schwungrade, mit dem Doppeldaumen *r* verbunden ist. Ferner geht durch die Hülse drehbar eine runde Stange *s*; eine Längsverschiebung derselben ist durch Stellringe *t* verhindert. Gewöhnlich ist diese Stange nicht drehbar, sondern durch einen Ausrücker *u* in einer bestimmten Lage fixirt und ausserdem in der Hülse gebremst. Nimmt man den Ausrücker jedoch weg, so lässt sich die Stange mit dem ganzen Bohrmechanismus um 90° drehen, welches beim Einsetzen langer Bohrer sehr vortheilhaft ist, indem dadurch die verlängerte Linie des Bohrloches ganz frei wird.

An dieser Stange *s* sitzen nun an den Enden die mit drehbaren Sperrrädchen versehenen Führungsböckchen *v*, durch welche die Bohrspindel geht, und an welcher der Bohrer befestigt ist.

Auf dieser Bohrspindel ist die mit Gewinde versehene Daumenscheibe *w* zu finden, welche von dem Daumen gehoben und auftags eine Zeit lang gedreht wird, wodurch die Bohrspindel vorgeht. Das dem Bohrer zunächst gelegene Böckchen *v* ist mit dieser Daumenscheibe vollständig drehbar durch die Kraftfeder verbunden. Links von dieser Daumen-

*) Ausgestellt auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1880 in Gruppe II bei der Collectiv-Ausstellung des Vereines für die bergbaulichen Interessen im Ober-Bergamtsbezirke Dortmund zu Essen und der Westfälischen Berggewerkschaftscasse zu Bochum.



Digitized by Google

scheibe nach dem anderen Böckchen $v^1$ zu, liegt ein sich mit der Bohrspindel drehendes Gesperre $y$, welches jedoch nur eine Drehung in entgegengesetzter Richtung wie diejenige der Daumenscheibe gestattet. Dieses Gesperre wird stets durch eine Feder $z$ bei Anfang des Hubes in derselben Entfernung von der Achsenmitte gehalten. Sobald die Daumenscheibe beim Heben des Daumens mit diesem Gesperre durch die beiderseitig eingreifenden Zähne in Verbindung tritt, hört das Vorschieben der Spindel auf, während wir bereits oben gesehen haben, dass das Drehen derselben durch eine gewundene, resp. gerade Nuth entsteht und während des ganzen Hubes erfolgt. Ist der Vorschub stärker wie das Eindringen in das Gestein, so ist schliesslich die Daumenscheibe bei Anfang des Hubes schon mit dem Gesperre im Eingriff, es erfolgt dann also nicht eher wieder Vorschub, als bis dieselben zu Anfang des Hubes durch das Eindringen des Bohrers in das Gestein einen Zwischenraum zwischen sich haben. Damit die Spindel sich nicht wieder durch das Schlagen zurückdrehen kann, ist die Daumenscheibe mit einem Sperrwerke $a^1$ versehen, welches in das vorherige Gesperre $y$ eingreift und nach Belieben ein- oder ausgesetzt werden kann. Der Bohrer wird durch eine Klemmvorrichtung in der Bohrspindel befestigt.

Genauere Beschreibung findet sich in den oben erwähnten Patentschriften.

Die Maschinen sind mit Ausnahme des Schwungrades aus gutem Schmiedeeisen, Stahl und Stahlguss angefertigt, so dass Reparaturen selten vorkommen, nur muss man sich einige Haupt-Reservefedern anschaffen. Das Gewicht der vollständigen Maschine beträgt als Universalmaschine ca. 180 $^{kg}$; jeder der leicht zu zerlegenden Theile, Gestell, Mechanismus und Schwungrad, wiegt für sich ca. 50 $^{kg}$, ist also sehr transportabel für zwei Leute; diese genügen nach der Einübung vollständig zum Aufstellen, resp. zum Betriebe der Maschine. Rechnet man wirklich zwei Leute zum Betriebe, obschon bereits oben angegeben ist, dass die Maschine durch einen Mann getrieben werden kann, so ist die Bohrleistung der Maschine gegenüber zweien geübten Handarbeitern die zwei- bis dreifache. Im Freien und in grösseren Bauten zieht sich der lange Bohrmechanismus als ganz zweckmässig, während im Streckenbetriebe im Allgemeinen der neue kurze Faber'sche Mechanismus, Patent No. 11136, zu empfehlen ist.

In solchen Fällen, wo die Lagerung des Gesteins und seine Structur es nicht unbedingt nöthig machen, das System der Gewinnung wie bei der Handbohrung beizubehalten, sind dieser gegenüber mit der vorliegenden Bohrmaschine bis zu 60 pCt. Mehrleistung als Mittelleistung für längere Zeit constatirt worden.

Aus den vorstehenden Holzschnitten ist die verschiedene Anwendung des Gestelles, sowie die verschiedenen Richtungen, in welchen man mit der Faber'schen Maschine bohren kann, deutlich zu ersehen.

# Die Dimensionen der Treibriemen.

Von **Rud. Kolster,** Ingenieur am finnländischen polytechnischen Institute in Helsingfors.

Seit Professor Radinger in seinem Berichte über die Philadelphia-Ausstellung auf die in Amerika grosses Vertrauen geniessende Roper'sche Formel zur Berechnung von Riemenbreiten bei Transmissionen aufmerksam machte, ist die bis dahin übliche Berechnung der Riemen einer vielseitigen Kritik unterworfen worden, und vielfach erhoben sich gewichtige Stimmen für Einführung der Roper'schen Formel, während fast ebenso oft gleich gewichtige Stimmen für Beibehaltung der alten Berechnungsweise laut wurden. Die Gegner der amerikanischen Formel fussten vor allem auf der eigenthümlichen Begründung derselben, nach welcher der Luftdruck den Riemen gegen den Umfang der Riemenscheibe drücken solle, und indem sie diese Ursache der Reibung nicht allein als nicht bewiesen, sondern auch als wahrscheinlich unrichtig und jedenfalls vollständig bedeutungslos hinstellten, verwarfen sie auch sofort die ganze Formel. Mir scheint es berechtigt, wenn man dem Luftdrucke keine Rolle bei dieser Reibungsfrage zutheilen will. Der Riemen bringt, wie die Versuche von Professor Pinzger*) zeigen, soviel Luft zur Scheibe heran, dass die Luft sich im Winkel zwischen Riemen und Scheibe deutlich aufstaut; von einer Luftverdünnung kann deshalb daselbst nicht gut die Rede sein. Ebenso wenig können die von Professor Radinger**) mitgetheilten Versuche in der Riemenfabrik von J. B. Hoyt & Co. in New-York die Luftverdünnung beweisen, da bei diesen Versuchen die Riemenscheibe in einem festgehaltenen Riemen zur Drehung gebracht wurde, diese sich also offenbar in wesentlich von den wirklichen Verhältnissen abweichender Weise bewegte. Für mich besteht der hohe Werth der Roper'schen Formel darin, dass sie als eine empirische, aber bei den amerikanischen Constructeuren grosses Ansehen geniessende Formel*) ein Bild abgiebt, zu welchen Resultaten die gerade in Riemenbetrieben grossartige amerikanische Praxis in Bezug auf die Dimensionen der Treibriemen gekommen ist. Deshalb muss es sich auch lohnen, den Gründen nachzuforschen, weshalb gerade die Praxis diese Form der Gleichung gewählt hat.

In der folgenden Arbeit, meinen Vorträgen am finnländischen polytechnischen Institute entnommen, werde ich zeigen, in welcher Weise man, einfach die Anforderungen der Praxis im Auge behaltend, bei der Berechnung der Riemen zu Resultaten gelangt, welche der in der Roper'schen Formel veranschaulichten amerikanischen Erfahrung in recht weiten Grenzen vollständig entsprechen.

Bei Berechnung von Zapfen darf man nicht allein die Festigkeit berücksichtigen, sondern man muss auch den Verschleiss der Lager durch geringen Druck pro Flächeneinheit der Berührungsflächen, Flächendruck, in kleinen Grenzen zu halten suchen. Auch bei Reibungskuppelungen ist der zulässige Flächendruck für die Bestimmung der Dimensionen der sich berührenden Flächen massgebend, damit bei etwaigem Gleiten derselben auf einander keine zu grossen Abnutzungen stattfinden. Hier empfiehlt Wiebe**) für Gusseisen auf Gusseisen 12 Pfund pro Quadratzoll (0,88 $^{kg}$ pro Quadratcentimeter) als zulässigen Flächendruck.

*) „Wochenschrift d. V. d. Ing." 1879, S. 91.

**) Radinger, „Dampfmaschinen und Transmissionen", S. 289.

*) Der „Scientific American" vom 14. Februar 1880 giebt z. B. an, dass die Firma S. E. Morris & Co. ihren Maschinenkatalogen eine Anweisung beifügt, in welcher Weise die erforderlichen Treibriemen zu berechnen und später zu pflegen sind. Die mitgetheilten Regeln für die Berechnung sind vollständig mit den Roper'schen Formeln übereinstimmend.

**) „Lehre von den einfachen Maschinentheilen" 1854, Bd. I, S. 319.

Digitized by Google

Offenbar findet nun bei der den Riementrieben eigenthümlichen Berührung von Riemen und Scheibe eine ähnliche gegenseitige Einwirkung statt wie zwischen den Theilen einer Reibungskuppelung.

Schon unter ganz normalen Betriebsverhältnissen gleitet jeder Riemen etwas auf der Scheibe infolge der verschiedenen Spannungen, die im führenden und im geführten Trume auftreten müssen; ein besonders starkes Gleiten tritt aber ausserdem unvermeidlich jedes Mal ein, wenn eine Arbeitsmaschine in Betrieb gesetzt oder während des Betriebes in irgend einer Weise überanstrengt wird. Dass hierbei die Riemen stark leiden, wird Jeder zugeben müssen, und es darf daher diese auf Abnutzung des Riemens wirkende Reibung bei der Dimensionirung eines Riementriebes nicht übersehen werden. Eine den Anforderungen der Praxis genügende Rechnung muss daher nicht allein berücksichtigen, dass im führenden Riemen eine gewisse Spannung $\mathfrak{S}$ pro Flächeneinheit des Querschnittes nicht überschritten werde, sondern dass auch während des Gleitens die pro Flächeneinheit auftretende, die Riemenfläche abnutzende Reibungsarbeit ein gewisses Maass nicht überschreite.

Die Reibungsarbeit ist jedenfalls proportional dem Producte $fpv$, wenn

$f$ den Reibungscoefficienten zwischen Riemen und Scheibe,
$p$ den Druck pro Quadratmillimeter zwischen Riemen und Scheibe und
$v$ die Riemengeschwindigkeit pro Secunde

bezeichnet.

In dem Ausdrucke $fpv$ kann man für mittlere Verhältnisse $f$ und $v$ constant setzen und bei aussergewöhnlichen Verhältnissen die nöthige Correctur durch Aenderung des Werthes von $p$ erzielen; die Forderung, die Reibungsarbeit innerhalb gewisser Grenzen zu halten, lässt sich demnach dadurch ausdrücken, dass der Druck $p$ eine gewisse Grösse nicht überschreiten darf. Sind nun

$T$ und $t$ die Riemenspannungen in Kilogrammen im führenden und geführten Riemen,
$\tau$ die Spannung eines beliebigen, auf der Scheibe befindlichen Riemenquerschnittes in Kilogrammen pro Quadratmillimeter,
$b$ und $\delta$ Breite und Dicke des Riemens in Millimetern,
$R$ der Halbmesser der Scheibe in Millimetern und
$\alpha$ der Umspannungswinkel,

so erhält man für ein unendlich kleines, den Bogen $d\alpha$ umspannendes Stück des Riemens den Druck auf die Scheibe als Resultante aus den benachbarten, den Winkel $d\alpha$ einschliessenden Riemenspannungen $\tau$ und $\tau + d\tau$

$$pb\,Rd\alpha = (\tau + \tau + d\tau)\sin\frac{d\alpha}{2}$$

oder, da für $\sin\frac{d\alpha}{2}$ gesetzt werden kann $\frac{d\alpha}{2}$ und da $d\tau\frac{d\alpha}{2}$ als unendlich kleine Grösse 2. Ordnung vernachlässigt werden kann,

$$pb\,Rd\alpha = \tau\,d\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1),$$

wonach

$$p = \frac{\tau}{bR}.$$

Da der Nenner hier einen constanten Werth bildet, so wird $p$ seinen grössten Werth $p_{max}$ erhalten, wenn $\tau$ in $T$ übergeht, demnach wird

$$p_{max} = \frac{T}{bR}.$$

Die durch den Riemen zu übertragende Tangentialkraft $P$ ist bekanntlich

$$P = T - t = T\left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right)$$

und daraus

$$T = \frac{P}{1 - e^{-f\alpha}},$$

also

$$p_{max} = \frac{P}{bR(1 - e^{-f\alpha})},$$

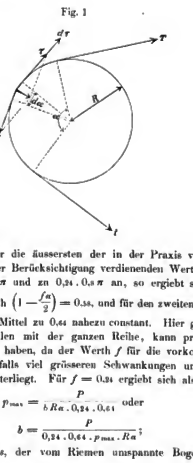
oder bei Entwickelung des Exponentialausdruckes in eine Reihe

$$p_{max} = \frac{P}{bR\alpha f\left(1 - \frac{f\alpha}{2} + \frac{f^2\alpha^2}{6} - \frac{f^3\alpha^3}{24} + \ldots\right)},$$

oder hinreichend genau

$$p_{max} = \frac{P}{bR\alpha f\left(1 - \frac{f\alpha}{2}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Fig. 1




Nehmen wir die äussersten der in der Praxis vorkommenden und hier Berücksichtigung verdienenden Werthe von $f\alpha$ zu $0{,}28 \cdot 0{,}95\,\pi$ und zu $0{,}24 \cdot 0{,}8\,\pi$ an, so ergiebt sich für den ersten Werth $\left(1 - \frac{f\alpha}{2}\right) = 0{,}86$, und für den zweiten Werth $= 0{,}76$, also im Mittel zu $0{,}44$ nahezu constant. Hier genauer rechnen zu wollen mit der ganzen Reihe, kann praktisch keine Bedeutung haben, da der Werth $f$ für die vorkommenden Fälle jedenfalls viel grösseren Schwankungen und Ungenauigkeiten unterliegt. Für $f = 0{,}24$ ergiebt sich also:

$$p_{max} = \frac{P}{bR\alpha \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}44} \quad \text{oder}$$

$$b = \frac{P}{0{,}24 \cdot 0{,}44 \cdot p_{max} \cdot R\alpha};$$

hier ist $R\alpha = s$, der vom Riemen umspannte Bogen der Riemenscheibe.

Vergleichen wir hiermit die Roper'sche Formel. Dieselbe giebt für englisches Maass

$$b = \frac{36000\,N}{v \cdot \frac{1}{3}\,s},$$

worin $N$ die Anzahl Pferdestärken, welche der Riemen mit $v$ Fuss Geschwindigkeit pro Minute überträgt, bezeichnet. In Metermaass übersetzt ergiebt die Gleichung

$$b^{mm} = 3147\,\frac{P^{kg}}{s^{mm}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3);$$

nach den amerikanischen Erfahrungen entspricht also

$$3147 = \frac{1}{0{,}24 \cdot 0{,}44\,p_{max}} \quad \text{oder}$$

$$p_{max} = \frac{1}{483}\,\text{kg pro Quadratmillimeter} = \infty\,{}^1/_5\,\text{Atm.} \quad (4).$$

Digitized by Google

Vergleicht man dieses Resultat mit dem von Wiebe gefundenen zulässigen Flächendruck der conischen Reibungskuppelungen von $^4/_5$ Atmosphären, und berücksichtigt man, dass der Reibungscoefficient von Leder auf Eisen nahezu doppelt so gross sein wird als von Gusseisen auf Gusseisen, so findet man leicht, dass bei den nach der amerikanischen Formel berechneten Treibriemen die Abnutzungsarbeit durch Gleiten $^1/_2 \cdot {}^4/_5 = {}^2/_5$ derjenigen Abnutzungsarbeit beträgt, welche Wiebe für conische Reibungskuppelungen empfiehlt. Dieser Vergleich zeigt wohl deutlich, dass in Anbetracht der geringeren Festigkeit des Leders den ledernen Riemen eine verhältnissmässig recht grosse Abnutzungsarbeit gestattet wird.

Bei sehr grossen Riemengeschwindigkeiten wird es von Interesse sein, den Einfluss der Centrifugalkraft kennen zu lernen, und zu untersuchen, in wie weit dieselbe schliesslich den Druck $p_{max}$ beeinflusst. Die Centrifugalkraft für ein Riemenelement von den Dimensionen $b$, $\delta$, $R d\alpha$ und dem Gewichte $\gamma$ eines Cubikmillimeters Leder ist bekanntlich

$$C = \frac{b\,\delta\,R d\alpha\,\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2\, d\alpha.$$

Um diese Grösse $C$ wird der Druck zwischen dem Elementar-Riemenstreifen und der Riemenscheibe vermindert. Mit Berücksichtigung der Centrifugalkraft geht daher Gleichung (1) über in die Form:

$$p\, b\, R d\alpha = \tau\, d\omega - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2\, d\alpha,$$

worin $\frac{\gamma}{g}$ und $v$ in Millimetern auszudrücken sind; hieraus folgt denn der grösste Werth von $p$

$$p_{max} = \frac{T}{b\,R} - \frac{\gamma}{g}\,\frac{\delta}{R}\,v^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Bei Einführung der Centrifugalkraft in die Rechnung ändert sich das Verhältniss von $T$ zu $t$, entsprechend der Gleichung

$$\frac{T - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2}{t - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2} = e^{f\alpha},$$

woraus

$$P = T - t = \left(t - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2\right)(e^{f\alpha} - 1)$$
$$= \left(T - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2\right)(1 - e^{-f\alpha})$$

und hieraus ergiebt sich dann:

$$T - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2 = \frac{P}{1 - e^{-f\alpha}} \quad \text{und}$$

$$p_{max} = \frac{P}{b\,R\,(1 - e^{-f\alpha})} = \frac{P}{b\,R\,a\,f\left(1 - \frac{f\alpha}{2}\right)}$$

$$b = \frac{P}{R\,a\,p_{max}\,f\left(1 - \frac{f\alpha}{2}\right)}.$$

Der Werth von $b$ bleibt also derselbe, ob die Centrifugalkraft wirksam angenommen wird oder nicht, und ist mithin von der Riemengeschwindigkeit unabhängig.

Roper führt dann weiter die amerikanische Erfahrung an, dass Riemen, welche mit der Haarseite des Leders die Scheiben berühren, ca. $^1/_3$ mehr Kraft übertragen können, als solche, welche mit der Fleischseite des Leders auflaufen. Dieses anscheinend befremdliche Resultat erklärt sich aber unmittelbar aus der abgeleiteten Gleichung. Kann bei gleicher Breite $b$ eine um $^1/_3$ grössere Kraft übertragen werden, so muss in solchem Falle der $1^1/_3$fache Flächendruck als zulässig erkannt worden sein, ein Resultat, welches durch die grössere Festigkeit und Dichte der Haarseite gegenüber der Fleischseite seine vollständige, sachgemässe Erklärung findet. Die Breite $b'$ eines mit der Haarseite auflaufenden Riemens erhält man demnach durch die einfache Gleichung

$$b' = {}^3/_4\, b.$$

Dieses Resultat stimmt ausserdem mit einer Erfahrung der europäischen Constructeure überein. Mit der Haarseite laufen in europäischen Fabriken meistentheils nur die doppelten Riemen auf die Scheiben, da man solche Riemen mit der Fleischseite gegeneinander zu nähen pflegt. Für doppelte Riemen giebt man aber fast allgemein die praktische Regel, dass deren Breite 0,7 bis 0,75 von der Breite des einfachen betragen solle, also übereinstimmend mit obiger Erfahrung. Würde die Spannung im führenden Riemen als massgebend angesehen, so würde die Breite nur die Hälfte der Breite des einfachen Riemens zu betragen haben. Der grössere Biegungswiderstand des dickeren Riemens wird in den meisten Fällen durch einen entsprechend grösser gewählten Radius der Scheibe wieder verringert, kann also ausser Betracht bleiben.

Es fragt sich schliesslich, ob die nach obiger Rechnung bestimmten Riemenbreiten unter allen Verhältnissen zulässig sind. Solches kann nur so lange der Fall sein, als bei den zu Grunde gelegten Werthen von $p_{max}$ die Spannung $\mathfrak{S}$ in der Flächeneinheit des Querschnittes im führenden Riemen nicht einen je nach Qualität des Leders zu bestimmenden Werth überschreitet.

Setzen wir nun

$$T = \mathfrak{S}\, b\,\delta,$$

so erhält man mit Berücksichtigung der Einwirkung der Centrifugalkraft nach Gleichung (5)

$$b\, R\, p_{max} = \mathfrak{S}\, b\,\delta - \frac{\gamma}{g}\, b\,\delta\, v^2$$

oder

$$\frac{R}{\delta} = \frac{\mathfrak{S} - \frac{\gamma}{g}\, v^2}{p_{max}}.$$

Bei Einführung des numerischen Werthes von $p_{max}$, wird dieses Verhältniss für Lederriemen, die auf der Fleischseite laufen, und deren Dicke $\delta_1$ sei:

$$\frac{R}{\delta_1} = 483\left(\mathfrak{S} - \frac{\gamma}{g}\, v^2\right)$$

und für Lederriemen von der Dicke $\delta_2$, die mit der Haarseite auflaufen, also auch für Doppelriemen:

$$\frac{R}{\delta_2} = 363\left(\mathfrak{S} - \frac{\gamma}{g}\, v^2\right).$$

Erlaubt man eine Spannung $\mathfrak{S} = 0{,}4^{kg}$ und setzt für $\frac{\gamma}{g}\, v^2$, wenn $v$ in Metern ausgedrückt wird*), $0{,}0001\, v^2$, so ergeben die letzten Gleichungen

$$\frac{R}{\delta_1} \leq 483\,(0{,}4 - 0{,}0001\, v^2)$$
$$\frac{R}{\delta_2} \leq 363\,(0{,}4 - 0{,}0001\, v^2)$$

als äusserste Grenzen, bis zu welchen die Roper'sche Formel Anwendung finden darf.

Das letzte Glied dieser beiden Formeln, welches z. B. für $v = 10^m$ nur 0,01 ist, kann in der Regel vernachlässigt werden, und es folgt mithin

für einfache, $5^{mm}$ dicke Riemen
$$R \leq 5 \,.\, 483 \,.\, 0{,}4 \leq 966^{mm} \leq \infty\, 1^m;$$
für doppelte, $10^{mm}$ dicke Riemen
$$R \leq 10 \,.\, 363 \,.\, 0{,}4 \leq 1452^{mm} \leq \infty\, 1{,}5^m.$$

*) Das Gewicht eines Cubikmillimeters Riemen $\gamma = 0{,}000001^{kg}$; $g$ = rund $10000^{mm}$.

Digitized by Google

Bei Riemenscheiben von grösseren Dimensionen muss unter allen Verhältnissen die alte Formel zu Grunde gelegt werden.

Stellt man also die erlangten Rechnungsresultate zusammen, so ergiebt die nur die Festigkeit berücksichtigende Formel

$$b = \frac{T}{P} \cdot \frac{P}{\mathfrak{S}\,\delta} = \frac{P}{0{,}4 \cdot 5} = 1{,}3\,P$$

zwar einen einfachen Riemen, der mit kleinster Breite die Kraft $P$ mit genügender Sicherheit zu übertragen im Stande ist; ein solcher Riemen würde aber bei kleinem Scheibendurchmesser so grosse Flächendrucke hervorrufen, dass ein rascher Verschleiss des Riemens zu erwarten steht.

Die Roper'sche, auch die Abnutzung berücksichtigende Formel

$$b = 3147\,\frac{P}{s} \text{ (resp. } = 2360\,\frac{P}{s} \text{ für Doppelriemen)}$$

ergiebt dagegen Riemenbreiten, welche bei Riemenscheiben von weniger als einem Meter (resp. $1{,}3^{\,m}$) Durchmesser sicher durchziehen, und bei welcher Breite die Riemen verhältnissmässig geringe Abnutzung an den Laufflächen zeigen werden.

Das Verhältniss

$$\frac{R}{\delta} \leqq 483\,(0{,}4 - 0{,}0001\,r^2),\ [\text{resp. } \leqq 363\,(0{,}4 - 0{,}0001\,r^2)]$$

ist, wenn die Construction nicht andere Dimensionen vorschreibt, möglichst einzuhalten, da bei demselben die Zugkraft des Riemens gehörig ausgenutzt wird, während die Abnutzung in der normalen Grösse verbleibt. In allen Fällen, in denen dieses Verhältniss überschritten wird, darf nur die Festigkeitsformel benutzt werden. Dann bleibt $\mathfrak{S}$ constant und $p_{max}$ nimmt mit wachsendem $\frac{R}{\delta}$ ab.

Schliesslich sei noch folgender, in obiger Rechnung nicht erwähnter Umstände gedacht.

Bei der Berechnung blieb die Steifheit des Riemens unbeachtet. Hr. Professor Weiss giebt in seiner kürzlich publicirten Arbeit*) den Werth der Spannung im äussersten Elemente des gebogenen Riemens, welche durch die Steifheit desselben hervorgerufen wird, zu

$$\frac{\delta}{R}\,E$$

an, in welchem Werthe der Elasticitätsmodulus $E$ für Leder zwischen 5 und $20^{\,kg}$ variire. Darnach berechnete sich diese Biegungsspannung für einen $5^{\,mm}$ starken Riemen, der sich um eine Scheibe von $100^{\,mm}$ Durchmesser legt, zu $0{,}5$ bis $2^{\,kg}$, welche Werthe mir zu hoch erscheinen. Die Entwickelung obiger Formel setzt ein Material im Riemen voraus, dessen Fibern sich nahezu gleich gegen Zug und gegen Druck verhalten, in welchem Falle die Rechnung $^1/_2\,\frac{\delta}{R}\,E$ ergeben würde.

*) „Dingler's polyt. Journal", Bd. 236, Heft 3.

Diese Voraussetzung trifft aber bei Leder, besonders in schärferen Biegungen, jedenfalls nicht ein. Wenn Versuche die dem Biegungswiderstande entsprechende Spannung genauer zu bestimmen erlauben, so wird diese Spannung als die Spannung $\mathfrak{S}$ verringernd einzuführen sein, und der so verkleinerte Werth von $\mathfrak{S}$ in die Gleichungen

$$b = \frac{T}{P} \cdot \frac{P}{\delta\,\mathfrak{S}} \quad \text{und}$$

$$\frac{R}{\delta} = 483\left(\mathfrak{S} - \frac{\gamma}{g}\,r^2\right)$$

einzuführen sein. Für gewöhnliche Verhältnisse ist jedoch $\mathfrak{S} = 0{,}4^{\,kg}$ so gering angenommen, dass keine weitere Reduction gebraucht wird. Roper führt an, dass man mit $\mathfrak{S}$ bis zu $1{,}3^{\,kg}$ gehen könne; die meisten Ausführungen gehen aber nicht über $0{,}8^{\,kg}$.

Endlich muss ich noch des Umstandes gedenken, dass in einigen neueren Handbüchern für Constructeure*) der Werth von $\mathfrak{S}$ in der Gleichung $b = \frac{T}{P} \cdot \frac{P}{\delta\,\mathfrak{S}}$ veränderlich angenommen wird, und zwar in der Form $\mathfrak{S} = \text{const.} \sqrt[4]{\delta^3}$, wonach z. B. bei einem $50^{\,mm}$ breiten Riemen nur $\mathfrak{S} = 0{,}09^{\,kg}$, bei einem $300^{\,mm}$ breiten Riemen dagegen $\mathfrak{S} = 0{,}3^{\,kg}$ als zulässig gestattet wird. Diese Annahme muss aber offenbar jeder Begründung**) entbehren, da bei Riemen gleicher Qualität auch $\mathfrak{S}$ sicher gleichgross zulässig sein muss. Zeigen die Riemen im Allgemeinen solche Verschiedenheit in Bezug auf $\mathfrak{S}$, so ist dies nur ein Beweis mehr für die Uebereinstimmung der Roper'schen Formel auch mit der europäischen Praxis. Schmale Riemen laufen meistens auch auf Riemenscheiben von kleinem Durchmesser, und hier wird $p_{max}$, aber nicht $\mathfrak{S}$ bestimmend. Bei gegebenem Werthe von $p_{max}$ wird aber $\mathfrak{S}$ nahezu umgekehrt proportional $R$, und dadurch in vielen Fällen nahezu proportional $b$ erscheinen. Es scheint mir daher rathsam, anstatt der kein Verständniss zulassenden Functionen $\mathfrak{S} = \text{const.} \sqrt[4]{\delta^3}$ und $\delta = \text{const.} \sqrt[4]{b}$ bei Berechnung des Riemenbetriebes einzuführen, lieber die Roper'sche Formel mit den für dieselbe geltenden Bedingungen und Grenzen anzunehmen.

*) Reuleaux, „Der Constructeur", 3. Auflage, S. 361. — Konstruktören af F. Reuleaux, bearbetning af C. A. Ångström. II. upplagan, S. 315. — Grove, „Einfache Maschinentheile", Taf. 28.

**) So ganz unbegründet ist diese Annahme nicht, sofern in der Regel zu schmalen Riemen die weniger guten (Seiten-) Theile der Lederhäute verwendet werden. Immerhin kann zutreffen eine Formel, welche diesem Umstande Rechnung zu tragen sucht, nur als ein Nothbehelf von keineswegs allgemeiner Gültigkeit betrachtet werden. Auch uns scheint daher die sehr verschiedene Wahl der Spannungen durch die Entwickelungen des Hrn. Verfassers natürlicher begründet als durch die angeführten Fabrikationsrücksichten. D. R.

# Die Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a/E.

Von **L. Gebhard,** Ingenieur.

(Vortrag, gehalten im Magdeburger Bezirksvereine am 25. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XXVII.)

Wenn sich die Dreicylinder-Maschinen trotz ihrer für viele Zwecke in die Augen springenden Vortheile bis heute nicht Bahn brechen konnten, lag es wohl in erster Linie an dem Mangel der richtigen Beurtheilung des Einflusses der bewegten Massen, vorzüglich aber an der Unvollkommenheit der Steuermechanismen dieser Maschinen mit ihren hohen Tourenzahlen.

Den Einfluss der Massen auf den Gleichförmigkeitsgrad, auf den stossfreien Gang und auf die Abnutzung der Zapfen und Lager zu untersuchen, die zugehörige Steuerung unter

Digitized by Google

Zugrundelegung von Indicatordiagrammen näher zu beleuchten, und die zweckmässigste Verwendung der Dreicylinder-Maschine in der Praxis darzulegen, kurz eine Kritik über diese Maschinen zu üben, soll den Gegenstand der vorliegenden Abhandlung bilden.

Drei wichtige Factoren waren es, die Hrn. Siegel vor allen Dingen bestimmten, dem Bau und der constructiven Durchbildung der Dreicylinder-Maschinen näher zu treten.

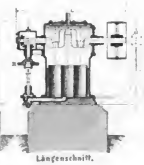
Zunächst war es das nur in einem Sinne rotirende Steuerungsorgan, welches ihn ermuthigte, der eben erwähnten Aufgabe seine Kraft zu widmen, da er sich wohl mit Recht sagte, dass zur Erzielung einer dauernd correcten Steuerung bei so hoher Tourenzahl nur eine continuirlich in einem Sinne rotirende Bewegung genügende Garantie bieten könne. Dem trat als weiteres bestimmendes Moment die Möglichkeit hinzu, jeden beliebigen, während des Ganges variablen Füllungsgrad von 0 bis 1 (durch Handhebel oder Regulator verstellbar), sowie jeden gewünschten fixen Compressionsgrad erzielen zu können. Dass diese Steuerung wegen ihrer Einfachheit und immer correct bleibenden Dampfvertheilung sowohl die höchst sinnreiche Meyer'sche als auch die in hohem Grade ingeniösen Coulissen-Steuerungen von Stephenson, Gooch, Allan-Trick und Heusinger v. Waldegg überflügelt, soll in der Folge gezeigt werden. Endlich war es das ganze Maschinensystem selbst, welches im Anschluss an diese Steuerung einen compendiösen und leichten Bau der Maschine zusichert.

Die Siegel'schen Dreicylinder-Maschinen werden in zwei Typen ausgeführt, und zwar die kleineren mit fixer Expansion und oben liegender Welle, die grösseren mit unten liegender Welle und variabel in allen Expansionsgraden, entweder durch Handhebel verstellbar oder durch den Regulator beeinflusst. Ein allgemeines Bild der kleineren Maschinen geben die beistehenden Holzschnitte Fig. 1 bis 3, der grösseren die Fig. 4 und 5.

Fig. 1

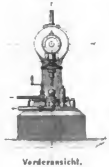
Querschnitt.

Fig. 2



Längenschnitt.

Fig. 3



Vorderansicht.

Fig. 4

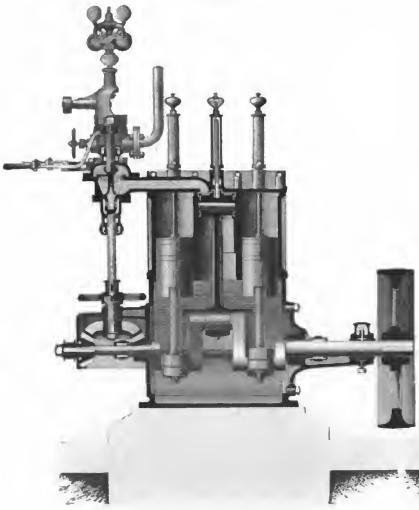
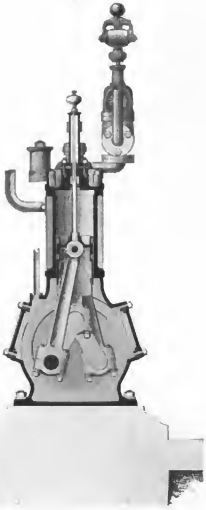


Fig. 5



Digitized by Google

## I. Theil.

## Theoretische Untersuchung der Dreicylinder-Maschine.

Zur theoretischen Untersuchung haben wir die auf der landwirthschaftlichen Ausstellung in Magdeburg ausgestellte Locomobile herangezogen, der folgende Daten entnommen sind:

| | |
|---|---|
| Cylinderdurchmesser . . . | $d = 160^{mm}$ |
| Kolbenhub . . . . . | $s = 240^{mm}$ |
| Umdrehungszahl pro Minute . | $n = 250$ |
| Kurbelradius / Pleuelstangen-Länge . . . | $\frac{r}{l} = \frac{1}{3}$ |

Um Missverständnisse zu vermeiden, möge besonders hervorgehoben werden, dass wir es hier mit drei einfach wirkenden Dampfmaschinen zu thun haben.

Die theoretische Leistung der vorliegenden Maschine ist, in indicirten Pferdestärken ausgedrückt,

$$N_i = \frac{F c p_m . 1{,}3}{75},$$

wenn

$F$ die Kolbenfläche in Quadratcentimeter,

$c$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter,

$p_m$ den mittleren, wirksamen Druck in Kilogramm bedeutet.

Aus vorstehenden Daten berechnet sich $c = 2^{m}$ *) und $F = 201^{qcm}$, demnach

$$N_i = \frac{201 . 1{,}3 . 2}{75} p_m = 6{,}6375\, p_m.$$

Der Werth $p_m$ unter Berücksichtigung aller wahren Expansions- und Compressionsverhältnisse, der reducirten Admissions-Spannung, sowie der Differenz der Spannungen hinter dem Kolben und der freien Atmosphäre (resp. dem Condensator) während der Austrittsperiode berechnet, ergiebt unter Einführung folgender Bezeichnungen und der in dem vorliegenden Falle für diese maassgebenden Daten:

| | |
|---|---|
| Atmosphärendruck . . . . . | $p_1 = 1$ Atm. |
| Erhöhter Gegendruck während der Ausströmperiode . . . . . | $p'_1 = 1{,}2$ „ |
| Kesseldruck . . . . . | $p_2 = 8$ „ |
| Verminderter Admissionsdruck . . . . | $p'_2 = 7{,}4$ „ |
| $\frac{p_2 - p'_2}{p_2} =$ . . . . | $\alpha = 0{,}075$ |
| $\frac{p'_1 - p_1}{p_1} =$ . . . . | $\beta = 0{,}2$ |
| Schädlicher Raum**) . . . . . | $\frac{v'}{v} = \varepsilon' = 0{,}08$ |
| Cylindervolumen | $\varepsilon = 0{,}8$ |
| Füllungsgrad***) . . . . . | $v_2 = 0{,}2$ |
| Gefülltes Cylindervolumen . . . . . | |

*) Eine Kolbengeschwindigkeit von $2^{m}$ erscheint nach dem 1878 veröffentlichten Werke von Radinger über die Philadelphia-Ausstellung als eine mittlere.

**) Der schädliche Raum ist anscheinend gross gewählt, allein mit Absicht und zwar mit Rücksicht auf das constructiv bedingte Compressionsverhältniss. Auf den Einfluss der Compression in Bezug auf den geräuschlosen Gang der Maschine werden wir an geeigneter Stelle zurückkommen. Nebenbei sei nur der hohe Werth der Compression bemerkt, die bekanntlich den Wirkungsgrad der Maschinen erhöht, kurz den schädlichen Raum eliminirt, wenn auch durch sie die effective Leistung herabgezogen wird. Es ist deshalb auch ohne Bedenken der schädliche Raum gross gemacht, da derselbe durch Compression wieder vollständig beseitigt werden kann. (Vgl. das Capitel: Beurtheilung ausgeführter Dampfmaschinen von Zeuner in seiner „Mechanischen Wärmetheorie", Neueste Ausgabe, 1877.)

***) Zur theoretischen Untersuchung haben wir 0,2 herausgegriffen, sonst soll die Maschine, die in allen Füllungsgraden variabel arbeiten kann, mit 0,13 Füllung arbeiten, was infolge des hohen Dampfdruckes die ökonomisch rationellste Ausnutzung ergiebt.



Wahrer Füllungsgrad . . . . . $\frac{v_2 + v'}{v + v'} = \varepsilon_0 = 0{,}259$

Restirendes Cylindervolumen bei Eintritt der Compression . . . . . $v_c = 0{,}25$

Endvolumen der Compression $= \frac{v'}{v' + v_c} = \varepsilon_0' = 0{,}186$

Anfangsvolumen der Compression

$$\frac{1}{\varepsilon'_0} = \frac{\varepsilon' + v_c}{\varepsilon'}$$

Compressionsgrad . . . . . $\frac{v_c}{v} = \iota_c = 0{,}25$

$$p_m = (1-\alpha)\, p_2 \left[ \varepsilon + (\varepsilon + \varepsilon') \ln \frac{1}{\varepsilon_0} - (1 - \varepsilon_c) \frac{1+\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{p_1}{p_2} - \frac{\varepsilon'}{\varepsilon'_0} \cdot \frac{1+\beta}{1-\alpha} \cdot \frac{p_1}{p_2} \ln \frac{1}{\varepsilon'_0} \right], \text{ *)}$$

welcher Gleichung das Mariotte'sche Gesetz $vp = v'p'$ zu Grunde liegt. Es ist demnach für den vorliegenden Fall:

$$p_m = 0{,}925 . 8 \left[ 0{,}2 + 0{,}28 \ln \frac{1}{0{,}259} - (1 - 0{,}35) \frac{1{,}2}{0{,}925} \cdot \frac{1}{8} - (0{,}08 + 0{,}33) \frac{1{,}2}{0{,}925} \cdot \frac{1}{8} \ln \frac{1}{0{,}186} \right]$$

$$= 7{,}4 \left[ 0{,}2 + 0{,}37014 - 0{,}1054 - 0{,}1171 \right]$$

$$p_m = 7{,}4 . 0{,}3556 = 2{,}631^{kg}$$ und hierdurch endlich

$$N_i = 6{,}6375 . 2{,}631 = 21{,}15 \text{ Pfdst.}$$

Nachdem wir so die theoretische Leistung festgestellt, wollen wir, dem eingangs skizzirten Entwurfe folgend, den Gleichförmigkeitsgrad der Maschine untersuchen. Dieser Untersuchung möge aber noch die Prüfung vorausgehen, ob es bei Anordnung unseres Cylindersystems statthaft ist, die Tourenzahl beliebig zu erhöhen, d. h. ob die rasch hin- und hergehenden Massen nicht beträchtliche Schwingungen hervorrufen, die die Anwendung der Maschine für locomobile Zwecke beschränken würden, ja sogar etwa in Frage ziehen könnten.

Bei unserem System liegen den Brotherhood'schen und anderen Systemen entgegen die Cylinder mit den drei Kurbeln und Pleuelstangen nicht in einer Ebene senkrecht zur Achse, sondern sie liegen neben einander in einer Ebene, die mit der Achse zusammenfällt; die Kurbeln sind um 120° versetzt, wie aus den vorstehenden Holzschnitten Fig. 1 bis 5 ersichtlich.**)

Der Unterschied der beiden Systeme in Bezug auf den Einfluss der Schwankungen des ganzen Systems liegt darin, dass von den zwei Bedingungsgleichungen (1) und (2), welche Hr. Prof. C. Bach in seiner Abhandlung im März-Hefte dieser Zeitschrift auf S. 114 für die Erhaltung des freien Gleichgewichts entwickelt hat, die eine für unser System erfüllt ist, während der anderen bei der Brotherhood'schen Anordnung Genüge geleistet wird. Um sich daher für das eine oder andere System zu entscheiden, ist zu untersuchen, welche Bedingungsgleichung wichtiger ist zu erfüllen.

Es soll nachgewiesen werden, wie die Schwankungen, die dadurch entstehen, dass in unserem Falle die zweite Bedingungsgleichung nicht ganz erfüllt ist, für die Praxis bedeutungslos sind. Zu diesem Behufe giebt uns die a. a. O. veröffentlichte Abhandlung des Hrn. Prof. C. Bach in Stuttgart ein prächtiges Material.

Da bei der Siegel'schen Dreicylinder-Maschine bezüglich ihrer Anordnung genau dieselben Verhältnisse vorliegen, wie

*) Die von Prof. Linde in seinen Vorträgen an der technischen Hochschule zu München gewählte Form.

**) Bei Brotherhood sind die Cylinder um 120° versetzt, bei Siegel sind die Kurbeln um 120° versetzt. Abgesehen vom compendiöseren Bau bietet letztere Anordnung grössere Sicherheit gegen Schwankungen des ganzen Systems.



Digitized by Google

bei der dort behandelten Drillings-Dampfpumpe von Shand, Mason & Co. in London, so besitzt auch hier das Kräftepaar, welches auf Erzitterung der Maschine wirkend vorhanden bleibt, genau wie dort ein Moment

$$M = -(1{,}5\cos\varphi + 0{,}866\sin\varphi)\, m\, w^2\, r\, a.$$

Durch Differentiation finden wir hieraus leicht, dass jenes Moment ein Maximum erreicht bei $\varphi = 30^0$ und $210^0$, ein Minimum bei $\varphi = 150^0$ und $330^0$.

Es ist nun das von der Kurbel, der Pleuelstange (9[kg]) und dem Kolben (12[kg]) auf den Kurbelwarzenkreis reducirte Gewicht für einen Cylinder $G = \infty\, 20^{kg}$, also die Masse $m = \frac{G}{g} = \infty\, 2$; ferner $r = 0{,}32^m$, $a = 0{,}485^m$, $w = \frac{v}{r} = 26{,}16$, demnach:

$$M_{max} = \pm\, 52^{kgm}$$
$$M_{min} = \pm\, 26^{kgm}.$$

Jene, das auf Erzitterung der Maschine hinwirkende Moment darstellende Formel, unterstützt von der Anschauung, zeigt aber, dass die Entfernung der Stützpunkte, welche das Kräftepaar auffangen, ein bedeutendes Vielfache von $a$ (vgl. die Holzschnitte Fig. 1 und 2 auf S. 113 d. Zeitschr.) ist, so dass die Drucke gegen die Stützpunkte gering ausfallen.

Prof. Bach sagt daher zum Schluss, dass die geringen Erzitterungen, welche durch das besprochene Kräftepaar hervorgerufen werden, practisch erfahrungsgemäss bedeutungslos sind, so dass mit dieser Construction die Aufgabe als gelöst zu betrachten ist, eine Thatsache, die mit unseren speciellen Erfahrungen*) vollständig übereinstimmt.

Die Untersuchung der Maschine auf ihren Gleichförmigkeitsgrad wollen wir mit Benutzung der graphischen Methode durchführen, weil sie die einfachste Lösung bietet.

Zunächst haben wir in Fig. 1. Taf. XXVII, das für Hingang und Hergang des Kolbens aufgerollt gezeichnete, ideelle Indicatordiagramm, dem (wie in der obigen Berechnung der theoretischen Leistung der Maschine) das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt ist, dargestellt. Hier wie dort gelten ferner die gleichen Annahmen für

| | |
|---|---|
| die Cylinderfüllung | $v_2 = 0{,}2$ |
| den schädlichen Raum | $v' = 0{,}08$ |
| den verminderten Admissionsdruck | $p'_2 = 7{,}4$ Atm. |
| den erhöhten Gegendruck während der Ausströmungsperiode | $p'_1 = 1{,}3$ „ |
| das restirende Cylindervolumen beim Eintritt der Compression | $v_r = 0{,}35$, |

dabei ist der Kolbenweg (Abscissen) in $^1/_3$ der nat. Grösse gezeichnet, während bei den Ordinaten, welche den jeweiligen Dampfdruck darstellen, $4^{mm}$ einer Atm. äquivalent sein sollen.

*) Wir haben z. B. versuchsweise unsere Maschinen in der Werkstatt mit 500—600 Touren laufen lassen (die Maschinen waren dabei nur mit schwachen Klammern auf einer frei aufliegenden Platte befestigt), ohne dass durch das Auge bemerkbare Schwankungen zu beobachten gewesen wären. Vergleicht man dieses System mit dem der doppeltwirkenden Maschinen, so erschrickt man ja schon bei dem blossen Gedanken, letztere eine solche Tourenzahl machen zu lassen.

Recht deutlich kann man die Schwankungen bei Locomobilen mit doppeltwirkenden Maschinen beobachten, denen ein solides Fundament fehlt. Die ganze Locomobile geräth hier schon bei geringen Geschwindigkeiten in Schwankungen, daher die verschiedenartigsten Constructionen zum Festhalten der Fahrräder.

Es ist daraus leicht ein Schluss zu ziehen, wie gross auch die sich in der Erschütterung der Fundamente äussernde Kraft ist, welche bei feststehenden doppeltwirkenden Maschinen todt gearbeitet wird.

Besonders also für locomobile Zwecke erscheint unsere Maschine von sehr grossem Werthe.

Unserem Cylinderdurchmesser von $160^{mm}$ entspricht ein Querschnitt von $201^{qcm}$; die Atm. zu $1^{kg}$ Druck pro Quadratcentimeter angenommen, erhalten wir somit einen Kräftemassstab von 1 : 50,3 oder rund 1 : 50.

Die jeweiligen Kolbendrucke sind nun auf den Umfang zu reduciren.

Wir gehen dabei von einem Dampfcylinder aus, verzeichnen*) uns in Taf. XXVII, Fig. 3, aus dem ideellen Indicatordiagramme Fig. 1 nach der in Fig. 4 angedeuteten Weise die Tangentialkraftcurve $T'$, ferner die auf den Umfang reducirte Massendruckcurve $T''$ nach der in Fig. 5 angedeuteten Construction. Hat man sich die Dampfdruckcurve $T'$ und die Massendruckcurve $T''$ construirt, so ist nur noch die aus $T'$ und $T''$ resultirende Curve $T'''$ zu verzeichnen. Zu diesem Behufe wird es nothwendig sein, sich eine klare Vorstellung von der einzelnen Wirkungsweise des Dampfdrucks und der Massendrucke während des Durcheilens der Kurbel durch die einzelnen Quadranten des Kreises zu machen.

Im ersten Quadranten, Holzschn. Fig. 6, drückt der Dampf auf den Kolben im Sinne der Bewegung, erzeugt also eine positive Tangentialkraft; die Massen, welche im ersten Quadranten accelerirt werden müssen, wirken negativ, weil sie der Bewegung in Folge ihrer Trägheit Widerstand entgegensetzen. Die Differenz aus Dampfdruck $T'$ und Massendruck $T''$ liefert also für den ersten Quadranten die wahre Tangentialkraft $T'''$. Der Dampfdruck ist, wie man aus dem Diagramm Taf. XXVII Fig. 3 ersieht, im ersten Quadranten immer überwiegend, folglich die resultirende Tangentialkraftcurve $T'''$ positiv.

Fig. 6

Fig. 7

Im zweiten Quadranten, Fig. 7, drückt der Dampf ebenfalls auf den Kolben im Sinne der Bewegung. Die Massen sind beschleunigt, müssen wieder retardirt werden, geben also ihre lebendige Kraft an den Kolben ab und wirken demnach ebenfalls im Sinne der Bewegung. Die beiden Kräfte $T'$ und $T''$ addiren sich daher zu $T'''$.

Im dritten Quadranten, Fig. 8, setzt der schon öfters erwähnte, während der Ausströmperiode herrschende, erhöhte Gegendruck dem Fortschreiten der Bewegung des Kolbens

*) Nach der von Prof. Linde in München angewendeten Methode.

Digitized by Google

und der kreisförmigen Bewegung der Kurbel einen Widerstand entgegen, die Massen wirken wie im ersten Quadranten, d. h. sie müssen wieder accelerirt werden, setzen also ebenfalls der Bewegung des Kolbens und der Kurbel Widerstand entgegen. Beide Kräfte wirken demnach negativ auf die Tangentialkraft; $T'$ und $T''$ addiren sich daher wie im zweiten Quadranten, nur mit dem Unterschiede, dass die resultirende Kraft $T'''$ negativ wirkt, demnach unter die Null-Linie sinkt.

Fig. 8

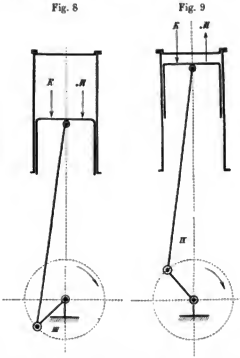
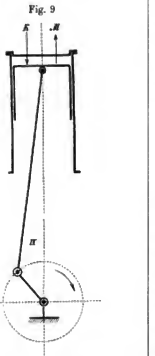



Fig. 9




Im vierten Quadranten, Fig. 9, wirkt anfänglich der Gegendruck des Dampfes, sehr bald darauf aber auch die Compression der Bewegung des Kolbens entgegen. Die Massen werden retardirt, geben demnach ihre lebendige Kraft an den Kolben ab. In diesem Falle sind die beiden Kräfte $T'$ und $T''$ wieder zu subtrahiren. Ob die Resultantencurve $T'''$ unterhalb oder oberhalb der Null-Linie zu liegen kommt, wird davon abhängig sein, welche von den beiden Kräften überwiegend, ob die negative Dampfkraft $T'$ oder die positive Massendruckkraft $T''$.

Da wir es nun in unserem System mit drei der oben behandelten einfach wirkenden Maschinen zu thun haben, deren Kurbeln um 120° versetzt sind, so ist einfach die resultirende Curve $T'''$ zweimal um je $^1/_3$ des Kurbelweges zu verschieben. Auf diese Weise erhält man drei Umfangsdruckcurven $T'''$, die zu einer einzigen $T$, zu vereinigen sind, um die wahre Umfangsdruckcurve zu erhalten. Die nicht unterbrochen gezeichnete Curve $T$, stellt die endgültige Umfangskraft dar. Die Bestimmung der einzelnen Ordinaten dieser Curve geschieht auf sehr einfache Weise. Alle Ordinaten der drei Curven $T'''$, die oberhalb der Null-Linie liegen, sind zu addiren, davon die Ordinaten der unten liegenden Curven zu subtrahiren.

Ist die Curve $T$, auf diese Weise verzeichnet, so handelt es sich vor allen Dingen um die Bestimmung der Höhe der Widerstandscurve $W$. Setzen wir einen constanten, der theoretischen Leistung entsprechenden Widerstand voraus, so berechnet er sich nach der Formel:

$$W = 716200 \frac{N}{rn},$$

und unter Einsetzung von $N = 21{,}45$ (wie früher theoretisch berechnet), $n = 250$, $r = 120^{mm}$ wird

$$W = 505^{kg},$$

d. h. es ergiebt sich für die Widerstandscurve $W$ unter Berücksichtigung unseres Kräftemassstabes von $1 : 50{,}2$ eine gerade Linie im Abstande $10{,}1^{mm}$ von der Null-Linie.

Ist diese Höhe richtig, d. h. herrscht, wie ja hier angenommen ist, Beharrungszustand, so müssen die von den beiden Curven $T$, und $W$ eingeschlossenen Flächen, d. h. deren algebraische Summen, gleich Null sein. Die oberhalb der Widerstandscurve $W$ liegenden Flächen $F_2$, $F_4$ und $F_6$ stellen die Zunahme, die unterhalb liegenden Flächen $F_1$, $F_3$, $F_5$ und $F_7$ die Abnahme der lebendigen Potenz während einer Umdrehung dar. Mit Hülfe eines Planimeters kann man sich von der Richtigkeit der Construction leicht überzeugen *). Es ist:

$$\begin{aligned} F_1 &= -\ 54{,}43^{qmm} \\ F_2 &= +\ 351{,}6\ \ " \\ F_3 &= -\ 351{,}6\ \ " \\ F_4 &= +\ 351{,}6\ \ " \\ F_5 &= -\ 351{,}6\ \ " \\ F_6 &= +\ 351{,}6\ \ " \\ F_7 &= -\ 297{,}13\ \ " \end{aligned}$$

Vergegenwärtigt man sich die eben dargelegte Bedeutung der von den beiden Curven $T$, und $W$ eingeschlossenen Flächen, so wird sofort klar, dass die Schnittpunkte dieser beiden Curven den Ort der Maxima und Minima für die im Kurbelwarzenkreise herrschende Geschwindigkeit liefern müssen; denn so lange die treibende Kraft grösser als der Widerstand ist, wächst die Beschleunigung; von dem Augenblicke an, in welchem die treibende Kraft kleiner wird, nimmt die Beschleunigung ab. Die die Zunahme und Abnahme der lebendigen Potenz darstellenden Flächen bilden aber gleichzeitig auch das Maass zur Auswerthung der Grössen $V_{max}$ und $V_{min}$.

Bestimmung von $V_{max}$ und $V_{min}$. Um die in Taf. XXVII, Fig. 3, schraffirten Flächen $F_1$, $F_2$ .... $F_7$ in Kilogrammmeter zu verwandeln, sind sie mit ihrem Längen- und Kräftemaassstabe zu multipliciren und durch 1000 zu dividiren.

Ist z. B. $G = \infty\ 100^{kg}$ (das auf den Kurbelwarzenkreis reducirte rotirende Gesammtgewicht, herrührend von dem Gewichte der Kurbelarme, der dreifach gekröpften Kurbelwelle und dem der drei Pleuelstangenköpfe), die Masse $m$ also $= \frac{G}{g} = 10$, wobei die Beschleunigung $g$ der Bequemlichkeit halber rund zu $10^m$ angenommen ist, $c'$ die mittlere Kurbelwarzen-Geschwindigkeit in Metern, $F_2$ die im Diagramme Fig. 3 dargestellte Fläche der Zunahme der lebendigen Potenz von $V_{min}$ zu $V_{max}$ in Kilogrammmeter, wird ferner, ohne dabei einen nennenswerthen Fehler zu begehen, die Annahme gemacht, dass

$$c' = \frac{V_{max} + V_{min}}{2}$$

ist, d. h. dass $\frac{F_2}{2}$ die Zunahme der lebendigen Potenz von $c'$ zu $V_{max}$ darstellt, so besteht die Gleichung:

$$m \frac{V_{max}^2 - c'^2}{2} = \frac{F_2}{2}.$$

*) Um ein einigermaassen genaues Resultat zu erhalten, wurde das Diagramm Taf. XXVII, Fig. 3, in vergrössertem Maassstabe, nämlich Kurbelweg in natürl. Grösse, Kräftemaassstab 1 : 10 gezeichnet und aus der so erhaltenen Figur nach der Simpson'schen Regel (da ein Planimeter nicht disponibel war) der Flächeninhalt von $F_1$, $F_2$, $F_3$ ... $F_7$ bestimmt. Die oben der Reihe nach aufgeführten Werthe $F_1$ ..... $F_7$ sind auf den hier vorliegenden Maassstab reducirt.



Digitized by Google

Die Fläche $F_2$, in Kilogrammmeter ausgedrückt, ist nach Obigem

$$F_2 = \frac{351{,}6 \,.\, 50 \,.\, 2}{1000} = 35{,}16^{\text{kgm}}.$$

Die mittlere Kurbelwarzen-Geschwindigkeit ist

$$c' = \frac{2\,r\,\pi \,.\, 250}{1000 \,.\, 60} = 3{,}14^{\text{m}}$$

$$V_{\max}{}^2 - c'^2 = \frac{F_2}{m} = \frac{35{,}16}{10} = 3{,}316$$

$$V_{\max} = \sqrt{3{,}316 + 3{,}14^2} = 3{,}65^{\text{m}}.$$

Zur Berechnung von $V_{\min}$ dient die Gleichung

$$m\,\frac{V_{\max}{}^2 - V_{\min}{}^2}{2} = F_2$$

$$V_{\max}{}^2 - V_{\min}{}^2 = \frac{2F_2}{m} = \frac{35{,}16 \,.\, 2}{10} = 7{,}032$$

$$V_{\min} = \sqrt{V_{\max}{}^2 - 7{,}032},$$

und der berechnete Werth $V_{\max} = 3{,}65^{\text{m}}$ in die Wurzel eingeführt, ergiebt

$$V_{\min} = 2{,}52^{\text{m}}.$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta$ bestimmt sich endlich, wenn kein Schwungrad vorhanden ist, aus der Gleichung

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{c'} = \frac{3{,}65 - 2{,}52}{3{,}14} = \sim\frac{1}{3}.$$

Dieser Ungleichförmigkeitsgrad wird aber bei den vorliegenden Dreicylinder-Maschinen durch Anbringung von nur geringen Schwungmassen bedeutend herabgezogen, wie nachstehende Betrachtung darlegt.

Fig. 10

Es sei Fig. 10 die Entfernung des Schwungring-Schwerpunktes von der Achse $\varrho = 0{,}6^{\text{m}}$,

$a = 30^{\text{mm}}$

$b = 100^{\text{mm}}$

das specifische Gewicht des Gusseisens $\gamma = 7{,}3$, dann ist das Gewicht des gusseisernen Schwungringes:

$$G = 2\,\varrho\,\pi \,.\, a\,b\,\gamma = 84{,}8 \sim 85^{\text{kg}}.$$

Die mittlere Geschwindigkeit im Schwungringe ist

$$C = \frac{2\varrho\pi \,.\, n}{60} = 15{,}7^{\text{m}}.$$

Die freie Beschleunigung $g$ wieder rund zu $10^{\text{m}}$ angenommen, erhält man als Schwungmasse

$$M = \frac{G}{g} = \frac{85}{10} = 8{,}5.$$

Bei der Bestimmung von $V_{\max}$ und $V_{\min}$ haben wir bereits die Gleichung $m\,\frac{V_{\max}{}^2 - V_{\min}{}^2}{2} = F_2$ benutzt. Dort hatten wir es nur mit den auf den Kurbelwarzenkreis reducirten Massen der Maschine selbst und mit der im Kurbelwarzenkreise herrschenden Geschwindigkeit zu thun. Hier, bei Anwendung eines Schwungrades und ohne Hinzuziehung der Massen der Maschine selbst, kann die analoge Gleichung

$$M\,\frac{V'_{\max}{}^2 - V'_{\min}{}^2}{2} = F_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

benutzt werden, wobei $F_2$ wiederum gleich $35{,}16^{\text{kgm}}$ ist. Es ist ferner

$$\frac{V'_{\max} + V'_{\min}}{2} = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Unter $V'_{\max}$ und $V'_{\min}$ denken wir uns hier die Geschwindigkeits-Aenderungen im Schwungringe.

$$\frac{V'_{\max} - V'_{\min}}{C} = \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Gleichung (2) und (3) multiplicirt, ergiebt:

$$V'_{\max}{}^2 - V'_{\min}{}^2 = 2\,C^2\,\delta.$$

Aus Gleichung (1) erhellt:

$$V'_{\max}{}^2 - V'_{\min}{}^2 = \frac{2F_2}{M},$$

mithin:

$$2\,C^2\,\delta = \frac{2F_2}{M} \quad \text{oder}$$

$$F_2 = \delta\,C^2 M.$$

Obige Werthe von $F_2$, $C$ und $M$ eingeführt, ergiebt:

$$\delta = \frac{35{,}16}{8{,}5 \,.\, 15{,}7^2} = \sim\frac{1}{57}.$$

Ein wirklich fast überraschendes Resultat, wenn man bedenkt, welch bedeutende Schwungmassen schon erforderlich sind, um bei den doppeltwirkenden Maschinen einen derartigen Gleichförmigkeitsgrad bei so geringer Füllung zu erzielen.

Was haben wir bis jetzt für theoretische Vorzüge an unseren Dreicylinder-Maschinen kennen gelernt?

1) Die ganze Maschine befindet sich nahezu im freien Gleichgewicht und
2) der Gleichförmigkeitsgrad ist unter Anwendung äusserst geringer rotirender Schwungmassen ein sehr guter.

Wie steht es nun aber mit den praktischen Vorzügen? Welches wird die Grenze für die grösste Anzahl der Touren sein, und wie gestaltet sich die Verschleissfrage?

Um diese Fragen zu beantworten, werden wir gut thun, zu unserer graphischen Darstellung zurückzukehren. Es wurde schon eingangs kurz angedeutet, warum unserer Ansicht nach das Dreicylinder-System bis jetzt selbst für die ihm zugewiesenen Zwecke sich nicht Bahn brechen konnte. Es war in erster Linie der Mangel an richtiger Beurtheilung des Einflusses der bewegten Massen, deren Rolle bezüglich des Gleichförmigkeitsgrades wir (theilweise) kennen gelernt haben.

Der Einfluss der bewegten Massen auf die Abnutzung in den Zapfen und Lagern der Pleuelstangen soll den Gegenstand für die nun folgende Untersuchung bilden. Machen wir wiederum unseren Kreisdauf durch die vier Quadranten, und zwar unter der früheren Annahme $n = 250$, also für das Diagramm Taf. XXVII, Fig. 3, und untersuchen wir die Kräfte, die dabei auftreten werden. Bei dieser Untersuchung wird es nothwendig sein, noch zwei weitere Kräfte heranzuziehen, die für die Untersuchung des Ungleichförmigkeitsgrades von untergeordneter Bedeutung waren, und deshalb dort keine Berücksichtigung gefunden haben. Es sind dies erstens die Reibung des Kolbens an den Cylinderwänden, welche der Bewegung Widerstand entgegensetzt, und zweitens das Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange, das einmal gehoben werden muss, das anderemal im Sinne der Bewegung wirkt. Vier Kräfte sind es also, die bei dieser Untersuchung in Betracht kommen:

der Dampfdruck $K$,
die Massenwirkung $M$,
die Reibung an den Cylinderwänden $R$ und
das Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange $G$.

Die beiden ersten Kräfte sind in dem Diagramm Fig. 3 bekanntlich unter $T'$ und $T''$ zu einer Resultante $T'''$ vereinigt. Wir hätten demnach nur $T'''$, $R$ und $G$ zu betrachten, und es würden doch alle vier Kräfte berücksichtigt sein. Der Deutlichkeit halber führen wir indess in folgender Entwickelung die Kräfte $K$ und $M$ auch einzeln mit ein, vereinigen sie zu einer Resultante $T'''$ und vereinigen diese wiederum mit $R$ und $G$.

Digitized by Google

Im ersten Quadranten, Fig. 11, wirkt:

$K$ $M$ Res. aus $K$ u. $M$ $R$ $G$ Res. aus $K, M, R$ u. $G$

Fig. 11

Aus der Curve $T'''$ sehen wir, dass ein grosser, positiver Druck auf den Kolben resultirt; in demselben Sinne wirkt auch noch das Gewicht $G$. Ein Blick auf das Diagramm genügt, um zu zeigen, dass die resultirende Kraft aus $K$, $M$, $R$ und $G$ eine positive Kraft sein wird, indem die der Dampfkraft gegenüber verschwindend kleine Reibung immer nur ein kleiner Bruchtheil derselben, deshalb im ersten Quadranten ohne nennenswerthen Einfluss ist und jedenfalls im normalen Betriebe nie im Stande sein wird, eine negative resultirende Tangentialkraft hervorzurufen. Im ersten Quadranten kommen also die Lagerschalen-Flächen $AA$ zur Anlage.

Im zweiten Quadranten, Fig. 12, wirken die Kräfte folgendermaassen:

$K$ $M$ Res. aus $K$ u. $M$ $R$ $G$ Res. aus $K, M, R$ u. $G$

$K$ und $M$ addiren sich und wirken positiv im Sinne der Bewegung auf den Kolben, ebenso Kraft $G$; nach oben wirkt allein nur $R$. Da aber $R$ ein geringer Bruchtheil von $K$, so

Fig. 12

Fig. 13

resultirt ohne jeden weiteren Beweis eine positive, auf den Kolben wirkende Kraft, und wir haben dieselben Anlage-Flächen $AA$ wie im ersten Quadranten.

Der Kolben setzt nun seine Bewegung um, die Kurbel tritt in den dritten Quadranten, und der Kolben bewegt sich nach oben, Fig. 13. Dieser Bewegung setzt Widerstand entgegen:

$K$ $M$ Res. aus $K$ u. $M$ $R$ $G$ Res. aus $K, M, R$ u. $G$

$K$, $M$, $R$ und $G$ wirken der Bewegung entgegen, es werden also, wie aus nebenstehender Fig. 13 ersichtlich, dieselben Anlageflächen $AA$ bleiben.

Im vierten Quadranten wirken

$K$ $M$ Res. aus $K$ u. $M$ $R$ $G$

$T''' \lesseqgtr 0$

Res. aus $K + M + R + G \lesseqgtr 0$.

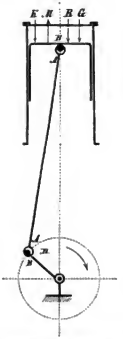
Nach unten, dem Sinne der Bewegung entgegen, wirkt der erhöhte Dampfdruck, später sogar die Compression, die Reibung und das Gewicht; im Sinne der Bewegung allein nur der Massendruck $M$, folglich:

$K + R + G$ nach unten (negativ)

$M$ nach oben (positiv).

Fig. 14

Fig. 15

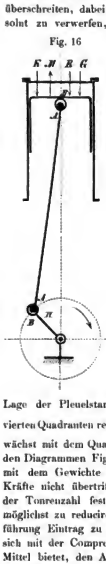



Sobald $M > K + R + G$ wird, können zwei Fälle eintreten, entweder hören die beiden Flächen $AA$ nur auf kurze Zeit auf, die Anlageflächen zu bilden, und der Kolben bewegt sich infolge seiner lebendigen Kraft, aber ohne die Kurbel nachzuziehen (Fig. 14), um im nächsten Moment, sobald die Compression die Massenbeschleunigung überwiegt, gleich wieder die ursprüngliche Fläche zur Anlage zu bringen, oder es werden, wenn $M$ dauernd $> K + R + G$ ist, sogar die entgegengesetzten Flächen $BB$, Fig. 15, zur Anlage kommen können, die Kurbel wird noch nachgezogen werden, und es entsteht bei dem Wechsel der Anlageflächen ein Stoss, der sich bei der Umsetzung des Kolbens vom vierten in den ersten Quadranten wiederholen wird. Es leuchtet klar ein, dass Maschinen, bei denen der erste Fall, Fig. 14, eintritt, noch mehr aber Maschinen, bei denen der zweite Fall eintritt, einem starken Verschleiss ausgesetzt sein werden. Es darf daher nie an irgend einer Stelle des vierten Quadranten die Ordinate der Kraft $M > K + R + G$ werden; als äusserst zulässiger Grenzfall gilt $M = K + R + G$.

Digitized by Google

In der Praxis rechnet man gern mit Sicherheit, und der Constructeur wird daher gut thun, die Verhältnisse so zu wählen und zu bestimmen, dass $M < K+R+G$. Als äusserste Grenze mag für den Constructeur gelten $M = K$, dann hat er die Reibung und die zum Heben des Kolbens und der Pleuelstange nöthige Arbeit als Sicherheit dafür, dass nie ein Wechsel der Anlageflächen stattfinden kann. Maschinen, welche im vierten Quadranten die Grenze $M = K + R + G$ überschreiten, dabei eine hohe Tourenzahl besitzen, sind absolut zu verwerfen, denn man kann sicher überzeugt sein,

Fig. 16




dass bei einem so oftmaligen Stoss die Maschine in kurzer Zeit vollständig verschlissen sein wird. Während eines Tages würden in 12 Arbeitsstunden bei z. B. 300 Umdrehungen pro Minute

$$2 \times 300 \times 60 \times 12 = 432000$$

Stösse eintreten, in einem Jahre 155 430000 Stösse. Der Stoss könnte noch so klein sein, bei dieser enormen Anzahl müsste ein rapider Verschleiss stattfinden.

Dies ist der kritische Punkt, den wir im Auge hatten, als wir von dem Mangel der richtigen Beurtheilung des Einflusses der bewegten Massen sprachen; die einfache Ungleichung, dass $M$ nie $> K + R + G$ werden darf, weist ganz allein schon darauf hin, welche Rücksichten den Constructeur bei der Wahl der Verhältnisse leiten müssen, welches die Grenzen der zulässigen Tourenzahlen sind, welche Mittel anzuwenden sind, dass nie Fig. 14 und Fig. 15, sondern stets Fig. 16 die Lage der Pleuelstangen-Pfannen zu den beiden Zapfen im vierten Quadranten repräsentirt. Die Grösse $M = \infty \frac{G}{g} \frac{c^2}{r} \cos \alpha$ wächst mit dem Quadrate der Geschwindigkeit (wie auch aus den Diagrammen Fig. 5 und 6 zu ersehen ist) und proportional mit dem Gewichte $G$*). Damit $M$ also die drei anderen Kräfte nicht übertrifft, hat man in erster Linie die Grenze der Tourenzahl festzustellen und das Gewicht der Massen möglichst zu reduciren (ohne natürlich der Solidität der Ausführung Eintrag zu thun); auf der anderen Seite hilft man sich mit der Compression, welche überhaupt das wirksamste Mittel bietet, den Ausdruck der Kräfte $K + R + G$ zu vergrössern. In unserem Falle hat sich gezeigt, dass bei 250 Touren und bei den zu Grunde gelegten Massen ein Compressionsgrad von 0,35 erforderlich ist, um in jedem Punkte des vierten Quadranten der Bedingungsgleichung zu genügen, dass $M$ höchstens $= K$ werden darf, dass also $M$ stets $< K + R + G$ ist, ein Compressionsgrad, der um so günstiger ist, als wir bei diesem Compressionsverhältnisse einen Enddruck ziemlich gleich dem Kesseldruck und zwar = 6,43 Atm. absolut erhalten, was bekanntermaassen das rationellste Compressionsverhältniss ergiebt.

Für jede einzelne Maschine sind die betreffenden Grenzen festzustellen; werden dieselben innegehalten, so haben wir den ruhigsten, bei sehr grosser Gleichförmigkeit absolut stossfreien Gang erreicht, wie er mit doppeltwirkenden Maschinen nie erzielt werden kann*), weil einfach schon die Dampfwirkung auf den Kolben abwechselnd Zug- und Druckkraft in den Pleuelstangen hervorrufen muss. Daher auch bei den doppeltwirkenden Maschinen sehr bald todter Gang in den Lagern der Pleuelstangen und Stösse in den Schwungradlagern etc. auftreten.

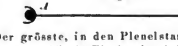
In richtiger Erkenntniss der Verhältnisse werden nun bei den Dreicylinder-Maschinen von Feodor Siegel die Grössen stets so bestimmt und gewählt, dass immer die Bedingungsgleichung für den vierten Quadranten erfüllt ist:

$$M \leq K + R + G.$$

Besteht die Gleichung $M \leq K + R + G$, so hätten wir ideell gar keinen Deckel an den Pleuelstangen nöthig (Fig. 18). Es entsteht also bei den vorliegenden Maschinen nie ein schädliches Spiel, und sie haben, weil ausserdem noch gut geschmiert, eine lange Dauer.

Fig. 17

Fig. 18




Der grösste, in den Pleuelstangen-Lagern auftretende specifische Flächendruck beträgt, wenn $K$ der Maximal-Dampfdruck, $D$ der Zapfen der Pleuelstange an der Welle, $L$ dessen Länge ist:

$$p_{max} = \frac{K}{D\,L}.$$

Fig. 19

In unserem gegebenen Falle ist $K = 7 \times 201 = 1401^{kg}$, $D = 70^{mm}$, $L = 70^{mm}$, also $p_{max} = \frac{1401}{4900} = \infty 0{,}3^{kg}$ pro Quadratmillimeter.

Eine weitere Frage, die der Praktiker aufwerfen wird, ist jedenfalls die nach dem Verschleiss des Kolbens, der bei den vorliegenden Maschinen als Kreuzkopf dient. An diesen Kolben befinden sich zwei bis drei Kolbenringe, sogenannte Selbstspanner, die sich immer an die Cylinderwandungen selbstthätig anpressen. Der Kolben selbst, welcher sorgsamst einge-

*) Recht deutlich in die Augen springend zeigt das schliesslich noch angefügte Diagramm Taf. XXVII, Fig. 6, die Grenzen und Rücksichten, welche der Constructeur zu beachten hat, um nicht Stösse in die Maschine zu bekommen. Wir sehen, wie die Massendruckcurve, welche hier auf dem Kolbenwege aufgetragen ist, und welche sich nach der Formel $M = \frac{G}{r} \frac{c^2}{g}$ berechnet, bei 250 Touren eben die Dampfdruckcurve tangirt, wie sie aber für 500 Touren die Dampfdruckcurve zweimal überschneidet, und zwar das eine Mal an der gefährlichsten Stelle, an der der Kolben seine grösste Geschwindigkeit erreicht hat. In unserem Falle haben wir also in der That die Reibung des Kolbens und die Arbeit des zu hebenden Gewichtes der Massen als Sicherheit in der Maschine für absolut stossfreien Gang.

*) Wie sich auch bei diesen Maschinen ein befriedigend ruhiger Gang durch geeignete Wahl der betreffenden Verhältnisse erzielen lässt, vgl. „Ueber schnellgehende Dampfmaschinen“ von Otto Köhler, S. 19 u. ff. D. Red.

Digitized by Google

schliffen wird, ist mit einer grossen Anzahl feiner, um die Peripherie laufender, eingedrehter Nuthen versehen, in welchen der etwa eingetretene Dampf sich condensiren kann, um auf diese Weise einen erhöhten, dampfdichten Verschluss herbeizuführen.

Die Kolben sind sehr lang, die Maximal-Normalkraft klein, so dass ein spec. Maximal-Flächendruck entsteht, der, wie aus Nachfolgendem hervorgeht, kaum der Beachtung werth erscheint.

Der Maximal-Normaldruck entsteht, wenn $l$ und $r$, Fig. 19, einen rechten Winkel einschliessen. An dieser Stelle (der Kolben steht mngefähr in der Mitte seines Weges) herrscht in unserem Falle ein aus dem Indicator-Diagramme zu entnehmender Dampfdruck auf dem Kolben von $K = 520$ kg. Da $\operatorname{tg} \alpha = \frac{r}{l} = \frac{N}{K}$, da ferner $\frac{r}{l} = 1/5$, so ist

$$N = \frac{K}{5} = 0{,}2\,K \quad \text{oder}$$

$$N_{max} = 0{,}2 \times 520 = 104 \text{ kg}.$$

Die Fläche, auf welche sich dieser Druck vertheilt, ist, da wir 160 mm Cylinderdurchmesser haben, ausserdem der Kolben 270 mm lang ist:

$$F = 160 \times 270 = 43\,200 \text{ qmm},$$

mithin

$$p_{max} = \frac{104}{43200} = 0{,}0024 \text{ kg}.$$

Es ist dieses ein so kleiner Flächendruck, dass durch denselben ein Verschleiss des Kolbens und eine hiermit verbundene Undichtigkeit desselben, also eine Vergeudung von Dampf nicht zu befürchten ist.

Interessant wird noch die Mittheilung sein, dass die Sieg el'schen Dreicylinder-Maschinen sich noch bei einem Kesseldrucke bewegen, für den bereits die besten Manometer unempfindlich bleiben.

(Schluss folgt.)

# Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung, bei Fundirungen, Baggerungen u. s. w.

Von **F. J. Weiss**, Ingenieur in Bremen.

(Fortsetzung von Seite 513.)

## Abschnitt III.

### Rechnungsverfahren; Anwendung; Folgerungen.

Mit Hülfe der entwickelten Gleichungen lassen sich nun die verschiedensten hierher gehörenden Aufgaben lösen.

Die Gesammthöhe $H$, auf welche das Material gefördert, ebenso die Höhe $h_s$, um welche es über den Wasserspiegel gehoben werden soll, sind für bestimmte Fälle gegebene Grössen; ebenso ist durch diese Höhen auch die Länge $l$ des Steigerohres gegeben.

Es werden dann in der Praxis insbesondere zwei Fragen auftreten:

a) Wie stark muss die Maschinenkraft $N$ und die Druckhöhe $h$ sein, um mit einem gegebenen Steigerohre (also gegebenem $d$) pro Secunde ein gewisses Sandquantum $Q$ auf eine bestimmte Höhe $H$ fördern zu können?

b) Ist umgekehrt die Druckhöhe $h$ gegeben, resp. durch die vorhandene oder in Aussicht genommene Einrichtung auf ein gewisses Maass beschränkt, welches Sandquantum $Q$, kann dann durch das gegebene Steigerohr auf eine gegebene Höhe $H$ gefördert werden, und wie gross ist die nöthige Maschinenkraft $N$?

Beide Aufgaben lassen verschiedene Lösungen zu, je nachdem man das Gemenge von Wasser und Sand dicker oder dünnflüssiger, d. h. je nachdem man den Sättigungscoefficienten $\lambda$ grösser oder kleiner annimmt. Es zeigt sich, dass die Wahl dieses Sättigungscoefficienten $\lambda$ von ausserordentlichem Einflusse auf die Maschinenkraft und insbesondere auf die nöthige Druckhöhe $h$ ist.

Die entwickelten Formeln lassen diese Verhältnisse im Allgemeinen nicht leicht übersehen; wir rechnen daher einen bestimmten Fall durch, um eine Uebersicht über diese Verhältnisse zu geben. An der Hand eines solchen Beispieles können dann auch alle übrigen, hier einschlägigen Aufgaben gelöst werden.

### I. Beispiel.

Es sei eine Förderungsanlage mit folgenden Verhältnissen gegeben (siehe Skizze Fig. 3):

Steigerohrdurchmesser $d = 0{,}16^{m}$, also $f = 0{,}02^{qm}$,
Totale Förderhöhe . . . . . $H = 28^{m}$,
Förderhöhe über Wasserspiegel . . $h_s = 4^{m}$,
Steigerohrlänge . . . . . $l = 35^{m}$.

(Diese letztere nehmen wir als constant an; bei der Einrichtung der Skizze Fig. 3 dürfte also der Heber nicht über den oberen Rand des Fallrohres weggehen, sondern müsste seitlich durch die Wand des Fallrohres austreten, damit $h$ ungehindert zunehmen könnte, ohne dass $l$ mit zunehmen würde.)

Es sollen mit dieser Anlage in zehnstündiger Arbeitszeit $330^{cbm}$ Sand von einem bestimmten Feinheitsgrade und in gelöckertem Zustande gemessen, gefördert werden.

Fragen: Welches ist die nöthige Druckhöhe $h$?
Wie gross ist die nöthige Maschinenkraft $N$?
Wie gross ist der Nutzeffect $\eta$ der Anlage?

(Alles in Bezug auf das Steigerohr allein, wie früher erläutert.)

Der Sand habe in gelockertem Zustande eine Dichte $\varepsilon = 1500$, während seine einzelnen Körner eine Dichte . . $\varepsilon = 2500$, entsprechend unserer früher gemachten Voraussetzung haben sollen, dann besitzt das pro 10stündige Arbeitszeit zu fördernde Material an Mineralsubstanz

$$\frac{1500}{2500} \cdot 330 = \infty\ 200^{cbm}.$$

Somit pro Secunde

$$Q_s = \frac{200}{10 \cdot 3600} = \infty\ 0{,}006^{cbm}.$$

Mit diesem $Q_s$ findet sich aus Gl. (19) die Wassergeschwindigkeit

$$v = \frac{Q_s}{\mu f} + a.$$

Hierin ist $a$ die constante Sinkgeschwindigkeit von Sand eines bestimmten Kornes und ist für gegebene Korngrösse aus Gl. (8) oder der betreffenden Tafel 1 zu entnehmen. Hingegen ist der Querschnittscoefficient $\mu$ unbestimmt und kann beliebig innerhalb der Grenzen 0 bis 1 angenommen werden. Wir berechnen nun die verschiedenen $v$ für verschiedene Annahmen von $\mu$. Hiermit erhält man dann für diese verschiedenen Annahmen auch verschiedene $\lambda$ aus Gl. (20)

$$\lambda = \frac{1 - \frac{a}{v}}{\frac{1}{\mu} - 1}$$

und weiter die Druckhöhe $h_s$, welche speciell zur Sandförderung verwendet wird aus Gl. (16)

$$h_s = H \frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma} \lambda.$$

Digitized by Google

Die Druckhöhe $h_w$ für die hydraulischen Widerstände des Wassers ist nach Gl. (12)

$$h_w = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta + \zeta_1 \frac{l}{d}\right).$$

Den Widerstandscoefficienten $\zeta$ nehmen wir zu $1+1=2$ an, entsprechend einem vorkommenden Krümmer, und entsprechend der unter einen Wasserspiegel verlegten Ausgussmündung des Steigerohres. $\zeta_1$ haben wir mit 0,05 constant angenommen. Hiermit wird

$$h_w = \frac{v^2}{2g}\left(3 + 0{,}05 \cdot \frac{35}{0{,}16}\right) = \frac{v^2}{19{,}62}(3+11)$$
$$h_w = 0{,}71\, v^2.$$

Alsdann erhält man die nöthige Druckhöhe aus

$$h = h_s + h_w,$$

ferner das Wasserquantum für die verschiedenen Fälle aus Gl. (22)

$$Q_w = \frac{Q_s}{\lambda},$$

hiermit die nöthige Arbeit in Pferden für die Förderung im Steigerohre nach Gl. (28)

$$N = \frac{Q_w \cdot 1000\,(h + h_s)}{75}$$

und schliesslich den Nutzeffect der Förderung im Steigerohr aus Gl. (29)

$$\eta = \frac{s - 1000}{1000} \cdot \frac{H}{h + h_s}\,\lambda.$$

Nach diesem Rechnungsgange soll der für unser Beispiel gewählte Fall speciell durchgerechnet werden und zwar (um einen Ueberblick über den Einfluss zu erhalten, den der Feinheitsgrad des Sandes auf den Betrieb ausübt) unter folgenden verschiedenen Annahmen.

1. Annahme: Die Sandkörner seien $^1/_6$ mm dick, d. h. $r = 0{,}0025$ m, demnach laut Tabelle I $a = 0{,}14$ m.

| $\mu =$ | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v = \frac{0{,}8}{\mu} + 0{,}14 =$ | 8,14 | 1,14 | 0,78 | 0,57 | 0,42 m |
| $\lambda =$ | 0,11 | 0,38 | 0,61 | 1,75 | 6,60 |
| $h_s = 42\,\lambda =$ | 4,6 | 16 | 34 | 73 | 263 m |
| $h_w = 0{,}71\, v^2 =$ | 7 | 0,92 | 0,39 | 0,22 | 0,16 m |
| $h = h_s + h_w =$ | 11,6 | 16,8 | 34,4 | 73,2 | 263,2 m |
| $Q_w = \frac{0{,}005}{\lambda} =$ | 0,0545 | 0,0138 | 0,0074 | 0,0034 | 0,00095 cbm |
| $N =$ | 11,3 | 4,4 | 3,8 | 3,5 | 3,4 |
| $\eta = \frac{42}{h+4}\,\lambda =$ | 0,30 | 0,76 | 0,82 | 0,93 | 0,93 |

2. Annahme: Die Sandkörner seien 2 mm dick, d. h. $r = 0{,}001$ m, demnach laut Tabelle I $a = 0{,}38$ m.

| $\mu =$ | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v = \frac{0{,}3}{\mu} + 0{,}38 =$ | 3,38 | 1,28 | 0,88 | 0,71 | 0,61 m |
| $\lambda =$ | 0,10 | 0,33 | 0,66 | 1,42 | 4,86 |
| $h_s = 42\,\lambda =$ | 4,20 | 14 | 29 | 60 | 204 m |
| $h_w = 0{,}71\, v^2 =$ | 7,80 | 1,30 | 0,60 | 0,40 | 0,30 m |
| $h = h_s + h_w =$ | 11,60 | 15,20 | 29,60 | 60,40 | 204,3 m |
| $Q_w = \frac{0{,}005}{\lambda} =$ | 0,05 | 0,016 | 0,0088 | 0,0042 | 0,0012 cbm |
| $N =$ | 12,7 | 4,6 | 3,5 | 3,6 | 3,4 |
| $\eta = \frac{42}{h+4}\,\lambda =$ | 0,28 | 0,78 | 0,85 | 0,96 | 0,96 |

3. Annahme: Das zu fördernde Material sei Kies, dessen einzelne Brocken rund 20 mm dick seien, d. h. $r = 0{,}010$ m, demnach laut Tabelle I $a = 0{,}88$ m.

| $\mu =$ | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v = \frac{0{,}2}{\mu} + 0{,}88 =$ | 3,68 | 1,88 | 1,48 | 1,31 | 1,21 m |
| $\lambda =$ | 0,088 | 0,22 | 0,40 | 0,77 | 2,42 |
| $h_s = 42\,\lambda =$ | 3,80 | 9,70 | 17 | 32 | 102 m |
| $h_w = 0{,}71\, v^2 =$ | 10,60 | 2,50 | 1,40 | 1,20 | 1,0 m |
| $h = h_s + h_w =$ | 14,20 | 12,20 | 18,60 | 33,20 | 103 m |
| $Q_w = \frac{0{,}005}{\lambda} =$ | 0,07 | 0,024 | 0,015 | 0,0078 | 0,0023 cbm |
| $N =$ | 17 | 5,80 | 4,50 | 3,80 | 3,60 |
| $\eta = \frac{42}{h+4}\,\lambda =$ | 0,30 | 0,80 | 0,74 | 0,87 | 0,85 |

4. Annahme: Die Brocken des zu fördernden Kieses seien rund 100 mm dick, d. h. $r = 0{,}05$ m, demnach laut Tabelle I $a = 1{,}33$ m.

| $\mu =$ | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|
| $v = \frac{0{,}8}{\mu} + 1{,}33 =$ | 4,33 | 2,93 | 2,53 | 2,36 | 2,28 m |
| $\lambda =$ | 0,07 | 0,15 | 0,24 | 0,42 | 1,35 |
| $h_s = 42\,\lambda =$ | 2,30 | 6,30 | 10 | 18 | 57 m |
| $h_w = 0{,}71\, v^2 =$ | 17,30 | 6,10 | 4,30 | 4 | 3,6 m |
| $h = h_s + h_w =$ | 20,10 | 12,40 | 14,30 | 22 | 60,6 m |
| $Q_w = \frac{0{,}005}{\lambda} =$ | 0,066 | 0,04 | 0,026 | 0,014 | 0,0044 cbm |
| $N =$ | 27 | 8,8 | 6,4 | 4,85 | 3,8 |
| $\eta = \frac{42}{h+4}\,\lambda =$ | 0,12 | 0,30 | 0,55 | 0,66 | 0,88 |

In der auf S. 609 befindlichen Tabelle stellen wir ferner die Hauptgrössen unseres durchgerechneten Beispieles zusammen, nämlich:

$\lambda$ den Sättigungsgrad des Wassers mit Sand,

$h$ die erforderliche Druckwasserhöhe,

$N$ die erforderliche Arbeit in Pferdestärken,

$\eta$ den Wirkungsgrad der Förderung im Steigrohre,

und zwar sowohl für die verschiedenen Querschnittsvollkommenheitsgrade $\mu$, als auch für die verschieden groben Sand- resp. Kiessorten (wobei $\delta$ = Durchmesser der Steinkörper in Millimeter).

Lediglich mit Rücksicht auf die folgende graphische Darstellung, um nämlich die betr. Zeichnung räumlich zu beschränken, führen wir in dieser Tabelle statt des Sättigungscoefficienten $\lambda = \frac{Q_s}{Q_w}$ einen neuen Völligkeitscoefficienten

$$\psi = \frac{Q_s}{Q_s + Q_w} = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \quad \cdots\cdots \quad (30)$$

ein, wobei also

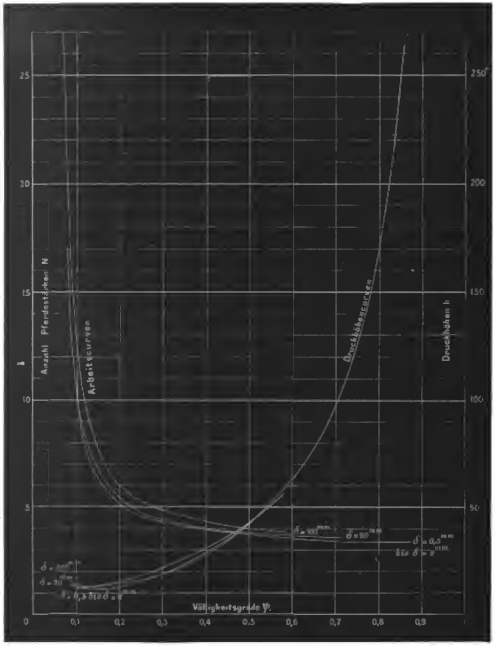
$$\psi = \frac{\text{pro Secunde gefördertes Sandquantum}}{\text{pro Secunde auslaufende Gemengemasse}}$$

ist und sich aus $\lambda$ nach Gl. (30) berechnen lässt.

Der Inhalt dieser Tabelle lässt nun deutlich erkennen, wie sehr verschieden die Verhältnisse sein können, unter denen mit derselben Förderungsanlage beständig das gleiche Materialquantum auf immer dieselbe Höhe gefördert werden kann.

Uebersichtlicher als diese Tabelle wird die folgende graphische Darstellung, welche die Werthe dieser Tabelle, nämlich

Digitized by Google




## Tabelle III.

Die wichtigsten Factoren für die Förderung eines constanten Sandquantums von 330$^{cbm}$ (= 200$^{cbm}$ Steinsubstanz) pro 10stündige Arbeitszeit in einem 16$^{cm}$ weiten Steigerohre auf 28$^{m}$ Totalhöhe, bei 4$^{m}$ Hubhöhe über Wasserspiegel, für verschiedene Querschnittsvölligkeitsgrade $\mu$ und für verschiedene Feinheitsgrade $\delta$ des geförderten Materiales. ($\delta$ = mittlerer Durchmesser in Millimeter der Sandkörner oder der Kiesstücke.)

| | $\mu$ = | | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $Q$, constant = 6 Liter pro Secunde. | $\psi$ | $\delta$ = 0,5$^{mm}$ | 0,10 | 0,28 | 0,45 | 0,64 | 0,86 |
| | | = 2 | 0,09 | 0,25 | 0,40 | 0,59 | 0,83 |
| | | = 20 | 0,08 | 0,19 | 0,28 | 0,43 | 0,71 |
| | | = 100 | 0,07 | 0,13 | 0,18 | 0,30 | 0,59 |
| | $h$ | $\delta$ = 0,5$^{mm}$ | 12 | 17 | 34 | 73 | 263 |
| | | = 2 | 12 | 15 | 30 | 60 | 204 |
| | | = 20 | 14 | 12 | 19 | 33 | 103 |
| | | = 100 | 20 | 12 | 14 | 22 | 61 |
| | $N$ | $\delta$ = 0,5$^{mm}$ | 11,3 | 4,4 | 3,8 | 3,5 | 3,4 |
| | | = 2 | 12,7 | 4,6 | 3,9 | 3,6 | 3,4 |
| | | = 20 | 17 | 5,6 | 4,5 | 3,9 | 3,6 |
| | | = 100 | 27 | 8,8 | 6,4 | 4,85 | 3,6 |
| | $\eta$ | $\delta$ = 0,5$^{mm}$ | 0,30 | 0,76 | 0,89 | 0,95 | 0,99 |
| | | = 2 | 0,28 | 0,72 | 0,85 | 0,93 | 0,98 |
| | | = 20 | 0,20 | 0,60 | 0,74 | 0,87 | 0,95 |
| | | = 100 | 0,12 | 0,38 | 0,55 | 0,68 | 0,88 |



Digitized by Google

$h$ und $N$ als Ordinaten für die verschiedenen Völligkeitsgrade $\psi$ als Abscissen enthält. Wir haben hier diese maassgebenden Grössen $N$ und $h$ nicht auf den Querschnittscoefficienten $\mu$ bezogen, weil dieser sich der directen Beobachtung entzieht und nur eine bequeme Rechnungsgrösse bildet, während der Völligkeitsgrad $\psi$ (oder der Sättigungsgrad $\lambda$) bei solchen Förderungen in jedem Momente durch Auffangen einer Probe des auslaufenden Gemenges thatsächlich gemessen werden kann.

Wir gelangen aber dadurch, dass wir $N$ und $h$ nunmehr als Function vom Sättigungsgrad $\psi$ darstellen (während wir früher diese Grössen als Function vom Querschnittscoefficienten $\mu$ berechneten), noch zur Kenntniss folgender Thatsachen:

a) Die Druckhöhencurven $h$ verlaufen für die verschiedenen Feinheitsgrade des Sandes (Körner von $^1/_2{}^{mm}$ Dicke bis zu Kies von $100^{mm}$ Dicke) so nahe aneinander, dass sie für die Praxis mit genügender Annäherung als sich deckend angesehen werden können.

b) Dasselbe gilt auch für die Arbeitscurven, welche die nöthige Anzahl Pferdestärken $N$ darstellen; dasselbe wird folglich auch gelten für die Wirkungsgrade $\eta$.

Es rührt dies daher, dass in dem Ausdrucke $h = h_s + h_w$ nur $h_w$ von der Wassergeschwindigkeit $v$, somit auch indirect vom Feinheitsgrade des Materiales abhängt, $h_s$ aber proportional $\lambda$ ist, und es ist ferner, wenigstens wenn $\lambda$ nicht zu klein und das Steigerohr nicht allzuweg, $h_w$ verschwindend klein gegenüber $h_s$, somit $h$ nahe proportional $\lambda$. Alsdann wird aber auch $N$ nahezu proportional $\lambda$ sein oder für gleiche $\lambda$, also auch gleiche $\psi$, werden $h$ und $N$ nahezu die gleichen bleiben, gleichgültig, ob das Fördermaterial fein- oder grobkörnig ist. Dies gilt für beliebige Förderhöhen $H$, und überzeugt man sich durch Durchführen ähnlicher Rechnungen leicht, dass für alle Fälle die Curven von $h$ und $N$ denselben charakteristischen Verlauf nehmen.

Wir können sonach mit einer für die Praxis vollständig genügenden Annäherung an die Wirklichkeit in Bezug auf solche Materialförderungen mittelst Wasserspülung den bemerkenswerthen Satz aussprechen:

> Nöthige Druckwasserhöhe $h$ und erforderlicher Arbeitsaufwand $N$, also auch Nutzeffect $\eta$, sind unabhängig von dem Feinheitsgrade des zu fördernden Materiales, wenn dieses Material nur jeweilen in seinen einzelnen Theilen unter sich einen gleichförmigen Feinheitsgrad besitzt.

Oder, wir können mit der ganz gleichen Anlage, mit der ganz gleichen Maschinenkraft, mit derselben Druckwasserhöhe und demselben Wasserquantum, mit denen wir z. B. pro Tag $100^{cbm}$ feinen Triebsand auf eine bestimmte Höhe fördern, auch dasselbe tägliche Quantum von gröbsten Sande, ja von Kies, wenn nur dessen Korngrösse unter sich wieder gleich ist, auf dieselbe Höhe fördern. Im ersteren Falle wird die Wassergeschwindigkeit bei grösserem freien Steigerohrquerschnitte (kleinerem $\mu$) eine grössere sein als im letzteren, wo der freie Querschnitt ein kleinerer (d. h. $\mu$ grösser) wird.

Aus Gl. (26) haben wir ersehen, dass der Nutzeffect $\eta$ solcher Anlagen nun so grösser, je grösser $\lambda$ (resp. $\psi$), d. h. je mehr feste Materialtheile die geförderte Gemengemasse enthält; und in der That zeigt uns auch die graphische Darstellung (S. 609), wie der nöthige Arbeitsaufwand, um dieselbe Materialmenge auf dieselbe Höhe zu fördern, zunimmt, wenn der Gehalt des Gemenges an festen Bestandtheilen abnimmt, und zwar nimmt dieser Arbeitsaufwand bei sehr wässerigen Gemengen mit abnehmendem Materialgehalte ausserordentlich rapid zu, während umgekehrt derselbe bei Gemengen, die schon mehr festes Material (etwa 0,3 bis 0,4 des Gemenges) enthalten, nicht mehr bedeutend verringert werden kann durch Zusetzen von noch mehr festem Material zu dem Gemenge.

Es soll somit bei solchen Förderungsanlagen das Bestreben darauf gerichtet sein, möglichst dickflüssige Gemengemassen fördern, d. h. $\psi$ (resp. $\lambda$) möglichst gross halten zu können. Begreiflicherweise wird aber die Grösse des Sättigungsgrades $\psi$ eine obere Grenze haben, die nicht überschritten werden darf, damit nicht das Gemenge aus Wasser und festen Bestandtheilen den Charakter einer Flüssigkeit verliere. Diese obere Grenze lässt sich genau nicht vorherbestimmen; sie wird im Allgemeinen für grössere Anlagen mit weiteren Steigerohren höher liegen, als für kleinere Anlagen mit engeren Steigerohren.

In der „Riga'schen Industriezeitung" 1878, No. 20 und No. 22, wird z. B. bei Beschreibung der Fundirung einer Aabrücke bei Bilderlingshof, welche Fundirung nach der hier behandelten Methode durch Wasserspülung (mittelst Injectorprincipes) bewirkt wurde, dieser Füllungsgrad $\psi$ angegeben im Durchschnitt zu 0,17 und bei besonders günstigen Umständen zu 0,23. Dabei bestand das zu fördernde Material aus feinem Triebsande, der Steigerohrdurchmesser war $70^{mm}$, die totale Förderhöhe $H$ gegen Ende der Versenkung betrug ca. $15^m$, und sollen pro Stunde 3,6 bis $10^{cbm}$ Material gefördert worden sein (pro Secunde 1 bis 3 Liter).

Brodnitz & Seydel geben für ihre Centrifugalpumpenbagger den Füllungsgrad $\psi$ im Durchschnitt zu 0,12 an. Hier hat, der Forderung einer leichten Manipulation des Baggerns entsprechend, das Steigerohr eine schräge Lage; offenbar würde für vertikale Lage dieses Rohres $\psi$ noch erheblich grösser werden können (aus dem schon früher erwähnten Grunde des Wegfalls, resp. grosser Verminderung der Reibung des Sandes an der Rohrwandung).

Lässt sich etwa $\psi = 0{,}10$ erreichen, so erhält man schon ganz günstige Nutzeffecte (laut Tabelle III, S. 609 wird hierfür $\eta = 0{,}85$ bis 0,75), und ersieht man aus der graphischen Darstellung, dass ein Höhertreiben von $\psi$ über diesen Werth hinaus den Nutzeffect nicht mehr erheblich steigern kann.

Wie uns auch wieder die graphische Darstellung (allgemein auch Gl. (16)) zeigt, verlangen aber grössere Füllungsgrade $\psi$ (resp. $\lambda$) auch wieder grössere Druckhöhen $h$.

Daher werden Apparate, die ihr Druckwasser unmittelbar von der betr. Pumpe herbekommen, dessen Druckhöhe also beliebig gross gewählt werden kann, vorzuziehen sein den Apparaten mit oben offener Fallröhre, wie z. B. der Figur 3 skizzirte, welche immer nur wenige Meter Druckhöhe zulassen. Auch ist aus jener Darstellung zu sehen, dass falls die Druckhöhe $h$ unter ca. $12^m$ sinkt, dass dann mit der dem Beispiele zu Grunde gelegten Anlage und bei den gegebenen Förderhöhen $H$ und $h_s$ die verlangten 6 Liter Material pro Secunde überhaupt nicht mehr gefördert werden können.

Die grosse Veränderlichkeit der Druckhöhe $h$ mit dem Füllungsgrade $\psi$ lässt uns nun auf einen Hauptpunkt bei derartigen Förderungsanlagen kommen. Wir haben bisher immer vorausgesetzt, es lasse sich dem Füllungsgrade immer eine gewünschte bestimmte Grösse geben. Dies ist aber im

Digitized by Google

Allgemeinen nicht der Fall. Es theilen sich in dieser Beziehung die betr. Apparate in zwei Gruppen:

1) In solche, bei denen es in der Hand des den Apparat Dirigirenden liegt, den Füllungsgrad $\psi$ nach Belieben zu vermehren oder zu vermindern. Das Mittel hierzu besteht darin, dass der Apparat, resp. die untere Mündung des Steigerohres während der Arbeit gehoben, resp. gesenkt werden kann, wodurch das in dieses Rohr eintretende Gemenge dünner oder dickflüssiger wird. (Bei dem in Fig. 3 skizzirten Apparate dürfte also das innere Steigerohr mit dem äussern Mantel, den zu versenkenden Pfeiler, Pfahl etc., nicht fest verbunden sein, wenn er zu dieser Gruppe gehören soll.)
2) In solche, bei welchen eine Einflussnahme auf die Zusammensetzung des Gemenges aus Material und Wasser durch den Dirigenten nicht möglich, sondern bei denen der Füllungsgrad $\psi$ von äusseren Umständen abhängig ist.

Zu der letzteren Art gehören alle die Apparate, bei denen das Steigerohr, resp. dessen untere Mündung, mit dem zu versenkenden Körper fest verbunden ist. Die Functionirung derartiger Apparate wird eine sehr unregelmässige sein. Angenommen, der zu versenkende Körper (z. B. ein Brückenpfeiler) habe eine gewisse Tiefe erreicht, durch den Förderapparat werde das Material unter dem Fundamente weggespült und mittelst des Steigerohres emporgehoben und entfernt, so wird im Allgemeinen, wie auch die Erfahrung lehrt, der Körper nicht stetig nachsinken, entsprechend dem Wegnehmen des Bodens unter dem Fundamente; sondern es wird ein gewisser Augenblick kommen, wo die Widerstände gegen Einsinken des Körpers (seitliche Reibung desselben am Bodenmateriale + Widerstand des Bodens unter der Fundamentsohle) durch Verminderung der letzteren überwunden werden durch das Gewicht des Körpers. In diesem Momente wird der Körper in Bewegung nach abwärts gerathen und mit einem Rucke eine gewisse Tiefe in den unten aufgelockerten Boden eindringen. Ist nun die untere Mündung des Steigerohres des Förderapparates mit dem Körper fest verbunden, so wird diese Mündung mit in das Material hineingedrückt. Die Folge davon ist, dass während unmittelbar vor dem ruckweise erfolgten Sinken die geförderte Masse wässerig, d. h. $\psi$, also auch die Druckhöhe $h$ klein gewesen, nun nach dem erfolgten Sinken plötzlich sehr viel Material in das Steigerohr eintritt, und dass jetzt $\psi$, und hiermit auch die erforderliche Druckhöhe $h$, bis zu unbestimmter Grösse anwachsen kann.

War z. B. bei unserem Beispiele I (siehe graphische Darstellung) vor dem Sinken der Sättigungsgrad $\psi = 0{,}2$, somit die nöthige Druckhöhe $= 15^m$, so wird diese Druckwasserhöhe nach dem erfolgten ruckweisen Sinken sein müssen $= 100^m$, wenn die Steigerohrmündung so tief in den Sand gedrungen, dass $\psi = 0{,}7$ wird, und $= 170^m$, wenn $\psi = 0{,}8$ würde.

Lässt die vorhandene Einrichtung, die vorhandene Pumpe u. s. w., eine beliebige Steigerung der Druckhöhe des Druckwassers nicht zu, so wird der Apparat seine weitere Wirkung versagen.

Einrichtungen zu treffen, welche jeden Augenblick eine beliebige Steigerung der Druckwasserhöhe gestatten, stösst aber auf bedeutende praktische Schwierigkeiten, selbst wenn auch, wie hier der Fall, mit gesteigerter Druckhöhe (also auch grösserem $\lambda$) das Druckwasserquantum $Q$, (siehe Gl. 22) abnehmen kann.

Insbesondere wären hierfür Einrichtungen nicht zu verwenden:

a) wie die in Fig. 3 skizzirte, weil die Höhe des oben offenen Fallrohres doch eine begrenzte ist;
b) deren Druckwasser durch Centrifugalpumpen geliefert wird, weil bei solchen Pumpen die Druckhöhe $h$ auch mehr oder weniger begrenzt ist;
c) deren Druckhöhe $h$ durch saugende Wirkung an der oberen Mündung des Steigerohres erzeugt wird, weil hier $h$ nicht grösser als die Wasserbarometerhöhe, ca. $10^m$, werden könnte.

Es bliebe nur etwa übrig, die Einrichtung mittelst Kolbenpumpen zu treffen, und wäre zwischen die Kraftmaschine und die Pumpe ein Vorgelege mit veränderlicher Uebersetzung einzuschalten, um einmal mit derselben Arbeitskraft viel Wasser mit geringem Drucke (bei kleinem $\psi$ oder $\lambda$), das anderemal wenig Wasser aber mit hohem Drucke (bei grossem $\psi$ oder $\lambda$) verwenden zu können; hierdurch würden aber Anlage und Betrieb sehr complicirt.

Factisch zur Anwendung gekommen sind Förderapparate nach dieser Art hauptsächlich nur bei Versenkung von einzelnen Pfählen; bei der geringen Grösse solcher Objecte werden die angedeuteten Uebelstände leichter zu überwinden sein, insonderheit weil hier meistens ein bedeutender Kraftüberschuss in den verwendeten Maschinen vorhanden zu sein pflegt.

Es sind jedoch solche Einrichtungen projectirt worden auch für Objecte von grösserer und selbst von beliebig grosser Grundfläche. So wurde noch neuerdings ein solches Fundirungssystem patentirt, welches der Hauptsache nach darin besteht, dass an der unteren Seite des festen Bodens des zu versenkenden Körpers verschiedentliche horizontale Röhren oder Canäle mit seitlichen kleineren Löchern fest angebracht sind. Die eine Partie dieser Röhren erhält mittelst bis über Wasser geführter Druckröhren das Druckwasser, die andere Partie steht in Verbindung mit Saugerohren, welche zu Saugepumpen führen. Hierdurch soll beim Betriebe der zwischen je einem horizontalen Druck- und einem solchen Saugerohre liegende Sand in das letztere hineingespült und mit dem Förderwasser gehoben werden, wonach der Körper dann nachsinken würde. Hier würden nun in vollem Maasse die erwähnten, mit Gruppe 2) der betr. Apparate verbundenen Uebelstände auftreten, die daher rühren, dass es einem nicht in die Hand gegeben, den Materialzusatz zum Förderwasser beliebig reguliren zu können. Ob überhaupt und unter welchen Verhältnissen diese Uebelstände zu überwinden wären, könnten nur thatsächliche Ausführungen zeigen.

Ganz anders verhalten sich in dieser Hinsicht die der Gruppe I) angehörigen Apparate. Um mit gegebener Maschinenkraft und gegebener (möglichst gross anzunehmender) Druckhöhe $h$ die grösstmögliche Menge Material zu fördern, hat man nur den Apparat, resp. die untere Mündung des Steigerohres entsprechend tief auf, resp. in den Fundamentboden hinabzulassen. Bei diesem immer tiefer Hinablassen wird ein Moment eintreten, wo mehr Material in das Steigerohr eintritt, als gehoben werden kann; der Apparat versagt alsdann. Nun hat der Dirigirende den Apparat nur wieder etwas zu heben, es tritt wieder mehr Wasser zu, das Gemenge wird dünnflüssiger, d. h. $\psi$ oder $\lambda$ kleiner, wodurch der Apparat wieder in Gang kommt. In dieser Beziehung zeigen die mehrerwähnten Centrifugalpumpenbagger von Brodnitz & Seydel, Berlin, eine gut Einrichtung. Auf der nach unten verlängerten Pumpenwelle sitzen einige Wühlschaufeln, welche den Boden aufwühlen und gehörig mit Wasser vermischen; infolge dieser



Digitized by Google

Einrichtung können auch festere Bodenarten durch Wasserspülung gefördert werden. Eine Art Trichter bedeckt von oben zum Theile die Eintrittsöffnung in die Pumpe und diese Wühlschaufeln, so dass nicht allzuviel Wasser hinzutreten kann. Während des Betriebes hat nun der Baggermeister das untere Ende der Pumpe möglichst tief abzulassen, um möglichst viel Material zu fördern. Beim Versagen durch zu dickes Gemenge hat er nur die Pumpe etwas anzuheben, um die Förderung wieder in Gang zu bringen (gerade wie man bei einem gewöhnlichen Eimerbagger, der durch zu starkes Angreifen der Körbe zum Stillstande gekommen, die Baggerleiter auch wieder etwas hebt), und wird er bald die Uebung erlangt haben, immer die gerade noch zulässige Grenze des Angreifenlassens des Baggers zu finden. (Schluss folgt.)

# Referate.

## Landwirthschaftliche Maschinen.

**Maschinen zum Kartoffelbau.** Nachdem die Erfahrung gezeigt hat, dass Maschinen sowohl beim Säen, wie bei der Pflege und Ernte des Getreides und der Zuckerrüben mit Vortheil Verwendung finden, haben sich verschiedene Fabrikanten damit beschäftigt, das Legen, Behacken und Ernten der Kartoffeln auch mit Maschinen auszuführen. Zur Förderung dieser Bestrebungen hat der landwirthschaftliche Centralverein für den Regierungsbezirk Potsdam im September 1879 eine Concurrenz für Kartoffellege- und Kartoffelerntemaschinen abgehalten, über welche Prof. Wüst in Halle a/S. im Jahrgange 1880 der „Landwirthschaftlichen Jahrbücher“ *) ausführlich Bericht erstattet.

Wir ersehen aus diesem Berichte, dass von den elf concurrirenden Kartoffellegemaschinen zwei nur die Löcher für die Kartoffeln in richtiger Entfernung und Tiefe herstellten, zwei andere nur die Kartoffeln in die fertigen Furchen legten, die übrigen aber sowohl Furchen zogen, als auch die Kartoffeln legten und bedeckten.

Die Maschinen zum Lochen erforderten pro Reihe nur 40 bis 50$^{kg}$ Zugkraft, die vollständigen Maschinen aber 52 bis 172$^{kg}$, im Mittel 93$^{kg}$.

Das Legen der Kartoffeln bietet selbst bei sortirten Kartoffeln namentlich deswegen Schwierigkeiten, weil die Schöpflöffel nur runde Kartoffeln mit vollkommener Sicherheit schöpfen können, nach irgend einer Dimension zu grosse Kartoffeln aber entweder gar nicht erfassen, leicht fallen lassen oder auch festklemmen, so dass hiedurch Fehlstellen beim Legen entstehen. Die gezählten Fehlstellen betrugen 0 bis 6,3 pCt., im Mittel 2,2 pCt.

Die zweite Schwierigkeit besteht darin, dass man die Kartoffeln nur mit einer gewissen Geschwindigkeit auf den Boden bringen kann, wobei ein Fortrollen in der Furche eintritt und die beabsichtigte Entfernung der Kartoffeln in der Reihe geändert wird. Diagramme im Berichte zeigen, dass alle Kartoffeln beim Auffallen auf den Boden sowohl eine verticale, wie namentlich eine horizontale Geschwindigkeit hatten und deswegen nicht da liegen bleiben konnten, wo sie auffielen. Zählungen und Messungen zeigten auch, dass nur 48 bis 88 pCt. aller gelegten Kartoffeln in Weiten von 75 bis 125 pCt. der normalen Entfernung von einander lagen, während die übrigen eine 12 bis 52 pCt. grössere oder kleinere Entfernung hatten. Die richtigen Entfernungen können entweder dadurch eingehalten werden, dass man die Kartoffeln mit geringster Geschwindigkeit auf den Boden bringt, oder dass man statt Furchen nur Löcher macht, in welchen die Kartoffeln nicht rollen können. Die überwundenen Schwierigkeiten zeigen, dass man die noch bestehenden auch bald so weit überwinden wird, dass die Kartoffellegemaschinen praktische Geräthe werden, welche nicht nur die Vorzüge anderer Säemaschinen haben, sondern namentlich auch durch das gleichtiefe Legen die spätere Ernte mittelst Maschinen wesentlich erleichtern.

Unter den 18 concurrirenden Kartoffelerntemaschinen befinden sich 5 Pflüge, welche durch Biegen den losgeschnittenen Erdstreifen zerkrümeln, so dass die lose Erde nach unten fällt, die Kartoffeln aber sichtbar liegen bleiben. Fünf Maschinen brachten den losgeschnittenen Erdstreifen auf endlose Ketten, Rüttelsiebe oder Cylindersiebe, um die Erde abzusieben. Diese complicirtesten Maschinen haben den Vorzug, dass sie Kartoffeln in Gefässe sammeln können, sobald es gelingt, das Kraut zu entfernen. Die 8 übrigen Maschinen zerschlugen durch die Arme eines rasch rotirenden Schleuderrades den losgeschnittenen Erdstreifen und warfen die Kartoffeln direct oben auf die Erde oder erst an ein festes, verticales Schnursieb, welches das Wegfliegen auf zu grosse Entfernung verhindert.

Bei den Versuchen ergab sich durch Nachgeben, dass die 5 Pflüge 3,4 bis 12,6 pCt. Kartoffeln im Boden lassen, während bei den 5 Siebmaschinen die zwei schlechtesten ganz stecken blieben, die übrigen aber 2,8 bis 7,4 pCt. Knollen zurücklassen. Bei den 8 Schleuderradmaschinen liegt über die schlechteste keine Beobachtung vor, die anderen gaben beim Nachgeben 3,1 bis 8,2 pCt. Kartoffeln. Sieht man bei den Pflügen auch von dem schlechtesten ab, so hat man für Pflüge, Siebmaschinen und Schleuderradmaschinen im Mittel 4,8, 5,4 und 4,7 pCt. im Boden zurückbleibender Kartoffeln.

Das Sammeln erforderte bei allen drei Arten von Maschinen 20 Sammler, wenn man stündlich 20 Ar mit 3000$^{kg}$ Kartoffeln aufnimmt.

Bei den Pflügen und Siebmaschinen werden keine Kartoffeln beschädigt, dagegen schlagen die Arme der Schleuderräder so stark gegen die Kartoffeln an, dass sie Flecken bekommen und für manche Zwecke unbrauchbar werden.

Die Zugkraft betrug bei den Pflügen 121 bis 282$^{kg}$, im Mittel 157$^{kg}$; bei den Siebmaschinen 250 bis 441$^{kg}$, im Mittel 314$^{kg}$ und bei den Schleuderradmaschinen 143 bis 333$^{kg}$, im Mittel 231$^{kg}$. Es sind also im Mittel die Zugkräfte bei den Schleuderradmaschinen etwa anderthalbmal, bei den Siebmaschinen etwa zweimal so gross, wie bei den Pflügen.

Im Ganzen haben die Pflüge bei gleich guter Arbeit vor den Maschinen den Vorzug grösserer Billigkeit, Einfachheit und geringerer Zugkraft voraus; sobald es aber gelingt, die Maschinen zum Sammeln einzurichten und dadurch den grössten Theil der 20 Sammlerinnen zu ersparen, werden die Maschinen den Pflügen weit überlegen sein. Diese nicht leichte Aufgabe würde bei glücklicher Lösung eine sehr dankbare Aufgabe für den Erfinder sein, weil in vielen Gegenden mit starkem Kartoffelbau wegen Arbeitermangel oft ein Theil der ganzen Ernte nach Eintritt des Frostes verloren geht. A. W.

*) Landwirthschaftliche Jahrbücher. Zeitschrift für wissenschaftliche Landwirthschaft und Archiv des königl. Preussischen Landes-Oekonomie-Collegiums. Herausgegeben von Dr. H. Thiel, königl. Geheimer Regierungsrath und vortragender Rath im königl. Preuss. Ministerium für Landwirthschaft, Domänen und Forsten. Berlin 1880.

## Apparate zum Reguliren, Messen und Wägen.

**Anwendung des Telephons zur Messung der Torsion von treibenden Wellen und der Arbeitsleistung von Maschinen.** Die beiden Enden der zu untersuchenden Welle werden jedes mit einer Reihe von Plättchen aus weichem Eisen versehen, welche unter einander gleich und in gleichen Winkelabständen von einander angeordnet sind. Diese Plättchen bewegen sich mit der Welle zwischen den Polen zweier feststehender Elektromagnete und erzeugen in deren Umwickelungen Inductionsströme, welche den Schliessungsbogen zwischen beiden Magneten in entgegengesetztem Sinne durchlaufen. Da nun in diesem Stromkreise ein Telephon eingeschaltet ist, so muss in demselben ein Ton erzeugt werden, sobald die beiden, entgegengesetzt zu einander laufenden Ströme nicht genau gleichzeitig auftreten. Die Höhe dieses Tones ist abhängig von der Zahl der Plättchen in einem Armaturringe und von der Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle, während die Intensität desselben beeinflusst wird durch

Digitized by Google

die Grösse der Winkelverschiebung der beiden Armatarringe gegeneinander. Diese Winkelverschiebung aber ist abhängig von der Torsion des Wellenstückes zwischen den beiden Armaturringen. Justirt man nun die relative Lage der Ringe so, dass man keinen Ton im Telephon hört, während die Welle ohne Torsion läuft, so wird man bei der leisesten Verdrehung der Welle einen Ton im Telephon wahrnehmen, welchen man dann durch Verdrehung des einen Armaturringes wiederum zum Verschwinden bringen kann; wobei das Mass dieser Verdrehung auch das Mass der auftretenden Torsion ist. Aus dem Torsionsmoment der Welle, der Länge des Wellenendes zwischen den Armaturen und der erforderlichen Verdrehung eines Ringes kann man unter Berücksichtigung der Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle die von der Welle übertragene Arbeitsleistung berechnen.

Wir haben hier eine Messmethode vor uns, die berufen zu sein scheint, für die Feststellung der Arbeitsleistungen von Transmissionen etc. im Maschinenbau von einiger Bedeutung zu werden, da sie verhältnissmässig einfach ist und in jedem Grade empfindlich gemacht werden kann. Nothwendig ist jedoch eine etwas andere Anordnung des Apparates. Die Verdrehung des einen Armaturringes auf der Welle ist nämlich mit praktischen Schwierigkeiten verbunden, da das Verdrehen entweder während des Ganges der Maschine vorgenommen werden müsste, oder jedesmal einen störenden Stillstand veranlassen würde, um den einen Ring in die richtige Lage zu bringen. Dieser Umstand würde sich auf einfache Weise schon dadurch vermeiden lassen, dass man beide Ringe fest auf die Welle schraubt und statt des einen Ringes einen der Electromagneten beweglich macht; man kann sodann bequem während des Ganges der Maschine sämmtliche Operationen ausführen. Noch vortheilhafter würde es sein, wenn in unmittelbarer Nähe des Telephons (welches, wie man einsehen wird, in beliebiger Entfernung von der zu messenden Welle aufgestellt sein kann) eine einfach zu bedienende Vorrichtung in den Stromkreis eingeschaltet werden könnte, welche gestattet, die Wirkung der Verdrehung der beiden Armaturen gegeneinander infolge der Torsion der Welle aufzuheben und so den erzeugten Ton im Telephon auszulöschen. Aus der veränderten Einstellung dieser Vorrichtung würde sich sodann der Betrag der Torsion der Welle und damit wie früher die Grösse der geleisteten Arbeit ableiten lassen. Einen derartigen Apparat könnte man dann mit Bequemlichkeit auch bei solchen Wellen anwenden, welche während des Betriebes sehr schwer zugänglich sind, z. B. bei Schraubenwellen von Schiffen. Es würde sich die Erfindung eines solchen Apparates sicher lohnen. (Eng. v. 20. August 1880, S. 143; nach „La Lumière électrique“.)

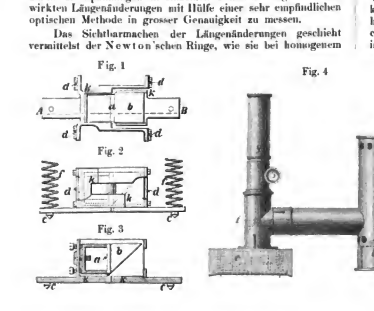
A. M.

---

**C. E. Stromeyer's Spannungs-Indicator** gestattet die durch die Spannungen in einzelnen Constructionsgliedern bewirkten Längenänderungen mit Hülfe einer sehr empfindlichen optischen Methode in grosser Genauigkeit zu messen.

Das Sichtbarmachen der Längenänderungen geschieht vermittelst der Newton'schen Ringe, wie sie bei homogenem Lichte zwischen zwei schwachgekrümmten, auf einander gelegten Glasflächen erscheinen. Dem genialen Gedanken, diese Erscheinung für sein Instrument zu benutzen, verdankt Stromeyer's Erfindung ihre Bedeutung, denn wir werden sehen, dass die Theile des messenden Apparates fern von aller Berührung arbeiten.

Bei der Construction war die erste Sorge, eine reibungslose Parallelführung für sehr kleine Wege zu ersinnen, und dies ist, wie Fig. 1 bis 4 zeigt, gelungen. Zwei kleine Rahmen *k k* sind mit einander durch vier flache Federn *d d* von gleicher Länge verbunden. Jeder dieser Rahmen trägt einen gehärteten Stahlkörner *c c*. An dem einen Rahmen ist das schwarze Glas *a*, an dem anderen ein Glasprisma *b* befestigt. Das erstere kann durch Correctionsschrauben parallel zur Vorderfläche des Prismas *b* eingestellt werden. Um das Tageslicht während der Beobachtung auszuschliessen, umgiebt eine kleine, unten offene Kupsel *e*. Fig. 4, das Instrument, so dass die Körner *c c* durch die beiden Spiralfedern *f f* auf das zu untersuchende Constructionsglied gedrückt werden, wenn der Indicator auf demselben befestigt ist. Zwei andere Federn erhalten den Messapparat in seiner Kammer, ohne ihn jedoch zu beeinflussen. Das Mikroskop *g* ist direct über dem Glasprisma *b* angebracht, und der Beobachter kann dadurch die relative Lage der von dem Lichte der Lampe *h* zwischen den Endflächen der Glaskörper *a* und *b* erzeugten Newton'schen Ringe in Bezug auf die auf der Fläche des schwarzen Glaskörpers *a* angebrachte Marke bestimmen. Das Licht der durch ein Gehäuse vor Wind und Regen geschützten Lampe fällt auf den in der Mitte durchbohrten Spiegel *i* und wird von diesem auf die obere Endfläche des Prismas *b* reflectirt, dessen Hypothenusenfläche es durch die untere Endfläche auf die Endfläche des schwarzen Glaskörpers wirft, zwischen welchen Flächen nunmehr die Interferenzringe zustande kommen. Mit jeder kleinsten Veränderung der Entfernung zwischen den beiden erzeugenden Flächen fangen diese Ringe an zu wandern und treten in grösserer oder geringerer Zahl im Gesichtsfelde des Mikroskopes auf, durch welches ihre Zahl und ihr Durchmesser an der beschriebenen Marke leicht und scharf bestimmt werden kann. Aus der Wellenlänge des verwendeten Lichtes (in vorliegendem Falle gelbes Licht) lässt sich dann die Entfernungsänderung zwischen den beiden messenden Flächen leicht und einfach bestimmen.




Ein Beispiel möge dies erläutern. Die angegebenen Masse und Gewichte sind englische und wegen der damit verbundenen Ungenauigkeiten nicht der Umrechnung unterworfen.

Die Länge zwischen den Körnern *c c* betrage 2¹/₄". Würden zu Anfang des Versuches 30 Ringe aus der Marke verschwunden sein, während am Ende des Versuches nur 20 Ringe wiedererschienen, so würde dieses einer anfänglichen Verlängerung von $^{30}/_{45000}$" und einer darauf folgenden Verkürzung von $^{20}/_{45000}$" entsprechen (bei gelbem Lichte 45000 halbe Wellenlängen auf 1" engl. gerechnet). Wenn der Elasticitätsmodul des untersuchten Materiales gleich 24000000 Pfd. ist, so würden obige Längenänderungen einer Zugbeanspruchung von 2900 Pfd. pro Quadratzoll, welche nachher um 970 Pfd. pro Quadratzoll vermindert wurde, entsprechen; in vorliegendem Falle würde also jeder Ring eine Beanspruchung von 97 Pfd. pro Quadratzoll anzeigen. Bislang wurden mit dem Apparate nur einige Vorversuche ausgeführt, die sehr interessante Resultate ergeben haben sollen, und wir dürfen den Resultaten der in Aussicht gestellten Untersuchung über die Spannungen in eisernen Schiffswänden mit um so mehr Aufmerksamkeit entgegensehen, als wir in diesem so ingeniös erdachten und einfachen Apparate vielleicht ein sehr werthvolles Hülfsmittel für die Untersuchung einzelner Theile von Eisenconstructionen haben werden, welches genaue Messungen der Längenänderungen in denselben auszuführen gestattet. („Engineering“ vom 22. October 1880, S. 337.)

A. M.

Digitized by Google

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Briquettfabrikation in Port Richmond bei Philadelphia.** In einem längeren Vortrage vor der New-Yorker Sitzung des American Institute of Mining Engineers im Februar d. J. hat E. F. Loiseau weitläufig die zum Theil auf anfänglich misslungenen Experimenten beruhenden Erfahrungen und Gesichtspunkte entwickelt, welche ihn zu dem jetzt auf dem unter seiner Leitung stehenden Werke verfolgten Verfahren geführt haben.

Das letztere besteht in Folgendem:

Das zu verwendende Material, Anthracitstaub mit 8 pCt. gemahlener Fettkohle, wird vorgewärmt oder wenigstens gut getrocknet in den Mischapparat gebracht und ihm hier im Verhältniss von 9 : 91 geschmolzenes Hartpech zugesetzt. Der Mischapparat enthält zwei horizontale Wellen, deren Messer in Spiralen mit entgegengesetzter Steigung angeordnet sind. In ihm erfolgt die Mischung der beiden Materialien unter Zuführung von Dampf, welcher aus ganz feinen Oeffnungen ausströmt; das gemischte Gut gelangt in eine verschlossene und nöthigenfalls noch erwärmte Transportschnecke, so dass seine Temperatur, ehe es in die Formmaschine gelangt, nicht unter 76° C. sinken kann. Zum Formen der Kohlenziegel verwendet Loiseau zwei Walzen mit einer grösseren Anzahl halb-eiförmiger Vertiefungen. Die Walzen werden durch Federdruck gegen einander gepresst und sind durch Dampf von innen geheizt.

Nach dem Erkalten sind die so erhaltenen Briquetts, welche das verhältnissmässig sehr kleine Gewicht von etwa 95$^g$ haben, versandtfähig und brauchen weder getrocknet noch besonders erhitzt zu werden; nichts desto weniger sollen sie beim Transport keinen Abrieb geben, auch im Feuer nicht auseinander fallen.

Die Production der Maschine beträgt 13$^t$ pro Stunde; über die erforderliche Betriebskraft fehlen die Angaben, doch soll sie bedeutend geringer sein, als bei den in Europa gebräuchlichen starken Pressen. („Engineer“, 24. September 1880, S. 227.) R. Z.

**Badewannen-Heizung von F. Butzke.** Im Untertheile der Wanne sind aussen längs der Wand Rohre von halbkreisförmigem Querschnitt angebracht, durch welche die Verbrennungsproducte einer kleinen Feuerung nach dem Schornstein ziehen. Jedes Rohr ist von einem etwas weiteren Rohr derselben Querschnittsform umgeben, und es steht der ringförmige Raum durch eine Reihe von Löchern ober- und unterhalb des Heizrohres mit dem Wasserraum der Wanne in Verbindung, so dass das Wasser das Heizrohr vollständig umgiebt und um dieses circulirend sich erwärmt. („Baugew.-Ztg.“ 1880, S. 552.) R. Z.

**Ventilationsofen von Joh. Petersson** in Landskrona. Aus dem mit Chamott ausgefütterten Feuerraum ziehen die Verbrennungsproducte in einen cylindrischen Aufsatz, welcher in der Mitte ein Rohr und um dasselbe herum eine aus Eisenblech hergestellte Spirale enthält. Längs der letzteren bewegen die Verbrennungsproducte sich nach dem Abzugsrohr und geben ihre Wärme an die Aussenwand des Aufsatzes sowie an das innere Rohr ab. Die Luft, welche nach Belieben von aussen oder aus dem Zimmer zugeführt werden kann, tritt in einen Kasten unter dem Aschenfall, geht von diesem in einen Mantelraum um den Feuerraum und durch einige Oeffnungen in das erwähnte Rohr in dem Ofenaufsatz, um oben aus dem Rohr auszutreten. Für eine etwa nöthige Anfeuchtung der Luft ist Vorsorge getroffen. („Baugew.-Zeitg.“ 1880, S. 552.) R. Z.

**Etagenofen zum Abrösten von Schwefel-, Arsen- und Antimonmetallen von C. A. Hering** in Freiberg. Derselbe ist mit einer Vorrichtung zum continuirlichen Aufgeben und Entladen versehen, um für die Schwefelsäure-Fabrikation einen gleichmässigen Strom schwefliger Säure zu liefern. Zu diesem Zwecke besteht der Ofen aus einem viereckigen Schachte, oben an der Vorderwand mit einem Füllrumpfe versehen, aus welchem das Röstgut in eine Schnecke gelangt, die es in gleichmässigem Strome auf eine, den Schacht bis auf etwa $^2/_3$ seiner Tiefe abdeckende Platte gelangen lässt. Hier wird es vorgewärmt und entzündet, fällt dann über die Kante der Platte gegen die Hinterwand des Ofens und auf den stark nach vorn geneigten Rost, auf welchem die weitere Entschwefelung vor sich geht. Am Fusse des Rostes befindet sich wiederum an der Vorderwand eine Schnecke; diese schafft das abgeröstete Gut in die untergefahrenen Hunde. Passend angebrachte Oeffnungen gestatten den Gezähe den Zugang zu allen Ofentheilen. („Oesterr. Zeitschr. für Berg- und Hüttenw.“. 1880, S. 518.) R. Z.

**Ziegel-, Cement- und Kalkbrennofen von K. Freitag** in Königslutter. Um einen entsprechend polygonalen Schornstein-Unterbau ist eine Anzahl von Ofenkammern derartig gruppirt, dass ihre eine Längseite in die Verlängerung der angehörigen Polygonalseiten fällt. Die Sohle der Kammern erhält hierdurch eine trapezförmige Gestalt, an deren Kopfseite sich zwei Roste, an deren einer Langseite sich die Ein- und Auskarrethür befindet. Die Scheidewand zwischen je zwei Kammern ist durchbrochen und aus zwei parallelen Mauern hergestellt, welche zwischen sich einen schmalen Schlitz lassen, der von oben mit Sand gefüllt werden kann. Die Unterfahrten der Durchbrechungen steigen natürlich nach aussen hin derartig an, dass der Sand nicht herausrinnen kann. Letzterer wird, wenn der Abschluss durch die Scheidewand aufgehoben werden soll, durch Oeffnen eines Schiebers unten abgezogen. Jede Brennkammer hat ausserdem in der den Rosten gegenüberliegenden Ecke Verbindung mit dem Schornstein.

Beim Betriebe werden nur die abziehenden Rauchgase der in Brand befindlichen Kammer zum Vorwärmen der dahinter liegenden benutzt; von einer Verwendung der in der verkühlenden Waare erwärmten Luft ist abgesehen. Hiernach richtet sich denn das Oeffnen und Verschliessen der verschiedenen Scheidewände und Schornsteinschieber. (Dingler, Bd. 238, S. 44). R. Z.

**Gasfeuerung von F. Schaffer** in Rothenbach. Aus einem Generator mit Treppenrost werden die Gase durch einen in der Decke befindlichen Schlitz in den Ofen, bezw. unter den Kessel geführt, während die Luft aus einem horizontalen Schlitze senkrecht in den Gasstrom geleitet wird, ganz wie es Bischoff im Jahre 1856 beschrieben hat. (Englisches Patent. „Engineering“, 15. October 1880). R. Z.

# Kleinere Mittheilungen.

## Zur „Dimensionirung und ökonomisch günstigsten Anzahl von Zwischenpfeilern von Eisenbahnbrücken mit eisernen Balkenträgern und mit gemauerten Pfeilern“.

(April- bis Juli-Heft 1880.)

Zu der auf S. 169 u. ff. dieses Jahrganges veröffentlichten, sehr interessanten Abhandlung des Hrn. F. J. Weiss erlaube ich mir vom praktischer Seite folgende Bemerkungen zu machen:

Auf S. 229, letztes Alinea, heisst es: „Betrachtet man die Belastungsverhältnisse des Fundamentbodens, so ist von diesem Gewichte $P$ der Auftrieb $A$ des verdrängten Wassers abzuziehen u. s. w.“ und dann: „der Auftrieb hängt von der Tiefe der Pfeilerbasis unter dem Wasserspiegel ab u. s. w.“

Laut meinen diesbezüglichen Erfahrungen, welche ich unter dem Titel: „Mittheilungen über pneumatische Fundirungen, und Erfahrungsresultate über die dabei vorkommenden Reibungwiderstände“ Band XXI, Heft 10 der Vereins-Zeitschrift zur Veröffentlichung gebracht habe, ist nicht nur der

Digitized by Google

Auftrieb *A*. sondern auch der Reibungswiderstand des Pfeilerfundamentes im Boden von dem Gewichte *P* abzuziehen. Ferner hängt der Auftrieb nicht allein von der Tiefe der Pfeilerbasis unter dem Wasserspiegel ab, sondern auch von der mehr oder minderen Durchlässigkeit der durchstochenen Terrainschichten. Wenn beispielsweise die Pfeilerbasis $17^m$ unter dem Wasserspiegel stünde, aber schon bei $8^m$ unter demselben eine — einerlei aus welchen Gründen als zum Fundamentabschluss nicht tauglich befundene — ca. $1^m$ starke undurchlässige Tegelschicht durchstochen worden wäre, so würde der Auftrieb nicht $1{,}7 t^{kg}$, sondern nur $0{,}9 t^{kg}$ pro Quadratcentimeter Basisfläche betragen. Obgleich dieser, bei pneumatischen Fundirungen nicht selten vorkommende Fall vielleicht keinen wesentlichen Einfluss auf die von Hrn. Weiss aufgestellten Schlussfolgerungen hat, so habe ich es dennoch für angemessen erachtet auf denselben aufmerksam zu machen.

Was nun den Reibungswiderstand anbelangt, so ist derselbe so bedeutend, dass er nicht wohl vernachlässigt werden darf. Die Berücksichtigung dieses Reibungswiderstandes, welcher hauptsächlich von der Form der Pfeilerbasis, von der Beschaffenheit der Mantelfläche des Pfeilerfundamentes, von der Tiefe des letzteren im Boden und von der Natur der durchgrabenen Terrainschichten abhängt, und welcher je nach den localen Verhältnissen pro Quadratmeter Reibungsfläche 1900 bis $3000 t^{kg}$ beträgt, dürfte auf die ökonomische Dimensionirung der Pfeiler einen nicht unwesentlichen Einfluss haben. Infolge Vernachlässigung des Reibungswiderstandes sind die Annahmen des Hrn. Weiss betreffs der totalen Belastung der untersten Mauerschichten sowie der totalen und specifischen Belastungen des Fundamentbodens nicht zutreffend. Das Fundamentmauerwerk, sowohl bei pneumatischen als auch bei Brunnenfundirungen, bildet einen homogenen Körper, dessen Verticaldruck — wie beim Grundpfahl — durch den seitlichen Erddruck theilweise absorbirt wird. Ist das Gewicht dieses Körpers geringer als der Auftrieb plus dem Reibungswiderstande, so wird derselbe während der Versenkungsarbeiten, trotz der künstlichen Verminderung des Auftriebs durch plötzliches Ablassen der comprimirten Luft und trotz der unterminirten Schneide des Caissons, durch den Erddruck in der Schwebe gehalten. Aus dieser Thatsache erhellt auch zur Genüge, dass bei einem Brückenpfeiler die unterste Mauerschicht nicht das ganze Eigengewicht des Pfeilers und des entsprechenden Theiles des Oberbaues plus mobiler Last pro Pfeiler zu tragen habe. Eine nähere Untersuchung dürfte vielleicht darthun, dass in manchen Fällen die obersten Fundament-Mauerschichten fast eben so stark belastet sind als die untersten.

Laut Hrn. Weiss würde bei der Neuenburger Brücke die totale Belastung des Fundamentbodens abzüglich des Auftriebes $6{,}30 - 1{,}70 = 4{,}60 t^{kg}$ betragen. In Ermangelung genauer Daten setze ich eine Fundirungstiefe im Boden von $15{,}00^m$, einen aus Sand und Schotter bestehenden Fundamentgrund und einen Reibungswiderstand von $1850 t^{kg}$ pro Quadratmeter Mantelfläche voraus. Alsdann wäre von der auf S. 232, zweites Alinea, angegebenen Belastung abzuziehen der nicht berücksichtigte Reibungswiderstand $= \frac{43{,}14^m \times 15{,}00^m \times 1850 t^{kg}}{811400^{qm}}$ $= 1{,}475 t^{kg}$, und der Fundamentboden würde in diesem Falle nicht mit $4{,}60 t^{kg}$, sondern nur mit $4{,}60 - 1{,}475 = 3{,}125 t^{kg}$ pro Quadratcentimeter, d. i. ca. 32 pCt. weniger als angegeben belastet sein.

Um nun zu beweisen, dass ein aus Sand und Kies bestehender Fundamentboden ohne Nachtheil mit $4{,}00$ bis $6{,}00 t^{kg}$ belastet werden kann, citirt Hr. Weiss Daten aus dem Handbuche von Franzius, nach welchem die Festigkeit von abgelagertem Sandboden $7{,}50$ bis $10 t^{kg}$ pro Quadratcentimeter beträgt, und giebt weiter an, dass die Grundpfähle bei der Störbrücke Itzehoe mit $12{,}50 t^{kg}$ belastet sind, woraus Hr. Weiss folgert, dass der dortige, aus Sand bestehende Untergrund mit $12{,}50$ belastet sei. Wäre das Letztere wirklich der Fall, so wären meines Dafürhaltens die Grundpfähle überflüssig. Wenn auch die Terrainschicht zwischen Sand und Beton aus „nachgiebigem Klai“ besteht, so übt dieselbe dennoch einen gewiss bedeutenden seitlichen Druck aus auf die Pfähle. Unter der Voraussetzung, dass jeder Grundpfahl eine mittlere Länge von $5{,}50^m$, einen mittleren Umfang von $1{,}00^m$, daher $5{,}50^{qm}$ Mantelfläche, bezw. Reibungsfläche habe, und dass der Reibungswiderstand (im Sand, Klai und Beton) durchschnittlich nur $1300 t^{kg}$ pro Quadratmeter Reibungsfläche betrage, würde die seitliche Reibung etwa $\frac{5{,}50^{qm} \times 1300 t^{kg}}{804^{qm}} = 8{,}90 t^{kg}$ von der Belastung der Pfähle absorbiren, und der Fundamentboden würde nur mit ca. $12{,}50 - 8{,}90 = 3{,}60 t^{kg}$ belastet sein. Dieses Rechnungsresultat nähert sich ziemlich der von verschiedenen Autoren als zulässig erachteten Belastung, welche für einen aus Sand und Kies bestehenden Fundamentboden 3 bis $4 t^{kg}$ pro Quadratcentimeter Basisfläche nicht übersteigen soll.

Wien, im August 1880.

Adolph Schmoll v. Eisenwerth.

---

Auf die von Hrn. A. Schmoll v. Eisenwerth gemachten Bemerkungen zu dem s. Z. von mir veröffentlichten Aufsatze über „Pfeilerdimensionen etc.“ erlaube ich mir zu erwidern:

Ich habe in jenem Aufsatze bei Besprechung der Belastungsfähigkeit des Fundamentbodens den Einfluss der seitlichen Reibung des Fundamentkörpers an diesem Boden ausser Betracht gelassen aus bestimmten Gründen, die ich nachträglich hier anführen will:

1) Dieser Reibungswiderstand schwankt innerhalb weiter Grenzen. Der eine Brücke Projectirende wird ihn daher der Sicherheit halber immer nur gering annehmen können; vernachlässigt er ihn ganz, so arbeitet er mit einem höheren Sicherheitsgrade, was vom Standpunkte der Praxis aus nur gebilligt werden kann.

2) Werden Pfeiler in Ströme gebaut, welche kleinere oder grössere Kolkungen hervorbringen, so dürfte auch nur für die tiefste Auskolkung die alsdann kleinste Reibung in Rechnung gezogen werden, und es gilt auch hier das unter 1) Gesagte, wenn diese Reibung gänzlich unberücksichtigt bleibt.

Wie bedeutend solche Kolkungsverhältnisse auf Belastungsrechnungen unter Mitberücksichtigung der Reibung einwirken können, zeigt sehr gut das von Hrn. Schmoll gewählte Beispiel der Neuenburger Rheinbrücke (Strecke Freibrg-Mühlhausen am Oberrhein). Es vertegt dort der Rhein seinen Thalweg nach jedem Hochwasser, also oft in einem Jahre mehrere Male, von einem Ufer an das andere und wirft umgekehrt auf der entgegengesetzten Seite hohe Kiesbänke auf.

Die tiefste Auskolkung beträgt etwa . — $12^m$,
die höchste Lage der Kiesbänke . . + $2^m$,
die Pfeiler sind fundirt auf . . . . — $18^m$.

Ein solcher Pfeiler wird also im einen Falle $6^m$, im andern $20^m$ im Boden stecken. Die Seitenreibung des Pfeilers, reducirt qro Quadratcentimeter Grundfläche, würde also mit den Annahmen Hrn. Schmoll's betragen:

$$\text{im ersten Falle } \frac{43^m \cdot 6^m \cdot 1850 t^{kg}}{810000^{qcm}} = 0{,}6 t^{kg},$$

$$\text{im zweiten Falle } \frac{43^m \cdot 20^m \cdot 1850 t^{kg}}{810000^{qcm}} = 2 t^{kg}.$$

Die Bodenbelastung pro Quadratcentimeter würde sonach gefunden

für den ersten Fall $4{,}60 - 0{,}60 = 4 t^{kg}$,
für den zweiten Fall $4{,}60 - 2 = 2{,}60 t^{kg}$.

Ist sie aber einmal nach stattgehabter Auskolkung $4 t^{kg}$ geworden, so wird sie (die Belastung), da die Reibung nur passiven Widerstand bewirkt und nicht active Kraft ist, auch bei etwa nachher wieder angeschwemmten Kiesbänken nicht wieder vermindert.

3) Es kann folgende Beurtheilungsart, auf welche Weise die Reibungsverhältnisse an solchen Pfeilern auftreten, einen Grund abgeben, dem zufolge die Seitenreibung in Hinsicht auf die Bodenbelastung ausser Betracht gelassen werden müsste.

Es können nämlich zwei Fälle eintreten:

a) die Seitenreibung eines Pfeilers ist so gross, dass sie die Pfeiler und die später aufkommende Last mit ausreichender Sicherheit trägt, ohne dass die Fundamentsohle mitträgt (es könnte also in diesem Falle zwischen Pfeilerbasis und Fundamentsohle ein Hohlraum bestehen). Diesen Fall, der während

Digitized by Google

des Baues solcher Pfeiler, wenn sie pneumatisch oder als Brunnen mittels Ausbaggerns versenkt werden, öfter auftritt, lassen wir in Bezug auf fertige Bauwerke ausser Betracht.

b) Die Bodenfläche trägt einen Theil der Gesammtlast, und der andere Theil wird von der Seitenreibung aufgenommen. Man kann nun behaupten, dass dieser Zustand für versenkte Pfeiler (pneumatisch oder brunnenfundirte) eine Art labiler Gleichgewichtszustand ist, welcher in den meisten Fällen durch ein nachträgliches Setzen der Pfeiler in einen stabilen übergehen wird. Bedenkt man, dass der erst nach Verdichtung des ganzen Brückenbaues und mit dem Ueberfahren des ersten Zuges die volle Belastung auf den Pfeiler einwirkt, so wird man annehmen dürfen, dass, wenn unmittelbar vorher ein gewisser Theil der Last von der Seitenreibung des Pfeilers aufgenommen wurde, nunmehr vielleicht schon beim Aufbringen des Oberbaues, vielleicht auch erst bei der Erschütterung durch den ersten die Brücke befahrenden Zug, diese Reibung überwunden werden kann, wonach eine kleine, ruckweise Senkung des Pfeilers stattfände. Da nun die Reibung im ruhenden Zustande grösser als im bewegten, wird man weiter schliessen dürfen, dass der Pfeiler seinen Ruck nach abwärts so weit ausführt, bis wohl weitaus der grösste Theil der Last vom Untergrunde direct getragen wird. Da nun eben die Reibung keine active Kraft ist, sondern nur passiven Widerstand bieten kann, so wird der Untergrund die bei einem solchen Rucke erhaltene Belastung auch behalten. Man kann zwar einwenden, es zeigen sich solche nachträgliche Senkungen in der Praxis nicht; darauf wäre indess zu erwidern, dass diese Senkungen unmessbar klein sein können, ja auch unmessbar klein sein sollen, weswegen ja auch Hohlräume unter Fundamenten nicht zugelassen zu werden pflegen.

Man wird daher auf Grund der eben entwickelten Anschauung, der man mehr oder weniger Berechtigung kaum absprechen wird, bei Berechnung der Bodenbelastung solcher Pfeiler- oder andere Fundamente sicher gehen, wenn die Seitenreibung völlig ausser Spiel gelassen wird. Ebenso wird man auch zur Vergleichung der Bodenbelastungsgrössen verschiedener Bauwerke nur die Quotienten aus totaler Last durch totale Grundfläche mit Sicherheit benutzen können. (Hier waren Pfeilerfundamente mit verticalen Seitenwänden vorausgesetzt, verjüngen sich aber die Fundamente etwas nach oben, wie sie z. B. wohl bei sämmtlichen Brunnenfundirungen ausgeführt werden, so wird die Seitenreibung mit noch um so grösserem Rechte in Wegfall kommen).

Noch möchte ich mir gestatten auf die Belastung der Grundpfähle der Stöckbrücke bei Itzehoe zurückzukommen, weil eben solche mehr oder weniger ausserordentlichen Fälle für den Praktiker sehr interessant sind.

Um darzuthun, dass der dortige fette Klaiboden dem Eindringen von Pfählen einen nennenswerthen Widerstand nicht darbiete, wird genügen, die Art des Eindringens eines solchen Pfahles mitzutheilen; aus meinen Aufzeichnungen finde ich z. B., dass ein Pfahl mit 28 Schlägen eines 22 Centnerbären (Dampframmе, System Menk & Hambrock, Altona) eine Klaischicht von $4{,}50^{m}$ Stärke durchdrangen. Dabei wurde die Hubhöhe des Bären so gering als nur angängig gewählt, also nicht über etwa $0{,}3^{m}$. Die Pfähle wurden sonach durch die Klaischicht mehr sanft durchgedrückt als durchgeschlagen. Erst wenn die Pfähle den Sand erreichten, begann das eigentliche Rammen. Es wird sonach die Seitenreibung der Pfähle am Klaiboden als verschwindend klein völlig vernachlässigt werden können. Mit den Annahmen Hrn. Schmoll's findet man dann die Seitenreibung der $2^{m}$ in den Sand eingedrungenen Pfähle an diesem Sande zu $2^{qm} \times 1300^{kg} = 2600^{kg}$; oder auf den Quadratcentimeter Grundfläche des Pfahles reducirt $= \frac{2600^{kg}}{8000^{qcm}} = 3{,}25^{kg}$. Die Bodenbelastung des Sandes würde also immerhin noch betragen pro Quadratcentimeter $= 12{,}5 - 3{,}3 = 9{,}3^{kg}$, eine Belastung, die man wohl als nahe an der oberen zulässigen Grenze angekommen ansehen wird, welche aber eben bei dem fraglichen Baue unbeschadet zugelassen wurde. Dass der Reibungswiderstand des Sandes mit $1300^{kg}$ pro Quadratmeter vielleicht erheblich geringer veranschlagt sei, als wie er wirklich auftritt, glaube ich nicht, mit Rücksicht auf die in meinem Aufsatze S. 232 erwähnten Erfahrungen beim Rammen von Pfählen in Sandboden am Petrolhafen in Hamburg, wo sich zeigte, dass die Pfähle, nachdem sie auf eine gewisse Tiefe eingetrieben worden, „nicht mehr zogen“; dass sie aber, nachdem man sie einige Tage ruhig hatte stehen lassen, bei wiederanfgenommenem Rammen auch wieder weiter eingetrieben werden konnten (Klasen: „Fundirungsmethoden“), woraus hervorzugehen scheint, dass eine durch das Rammen ursprünglich erzeugte Compression des Sandes mit der Zeit wieder mehr oder weniger verschwinde.

Ich halte demnach das einfache Verfahren der Berechnung der Bodenbelastung durch Bauwerke mit Vernachlässigung der Seitenreibung ihrer Fundamente für praktisch völlig ausreichend, und ich glaube andernfalls, dass in den in dem mehrerwähnten Aufsatze angeführten Beispielen die dort so berechneten Belastungen wenigstens sehr annähernd wirklich eingetreten sind.

Schliesslich erlaube ich mir noch in Ergänzung meiner Abhandlung über „Pfeilerdimensionen etc.“ zwei Punkte zu erwähnen:

a) Eigengewicht eingelegter Eisenbahnbrückenträger betreffend:

Besser als die in jenem Aufsatze (S. 176) aufgestellte Eigengewichtsformel

$$p = 450 + 33\,l$$

entspricht der Wirklichkeit folgende Formel von Winkler („Zeitschrift d. östr. Ing.- u. Arch.-Vereines“ 1875, S. 248 u. f.)

$$p^{kg} = \frac{800 + 18\,l^{m}}{1 - 0{,}0015\,l^{m}}$$

pro laufenden Meter,

besonders auch für grössere Spannweiten (80 bis $100^{m}$).

b) Basisformeln betreffend:

Diese wurden unabhängig von der Pfeilerhöhe aufgestellt. Giebt man jedoch dem Pfeilerschafte von der Höhe $h$ (siehe Fig. 4, S. 181) eine Böschung $n\,h = 0{,}02\,h$ und lässt die Absätze etc. im Uebrigen wie früher angenommen bestehen, so haben sich mir folgende Formeln für die Basisflächen $F_2$ und $F_1$ von zwei- und eingeleisigen Pfeilern ergeben, welche nun auch die Pfeilersatzhöhe $h$ mitberücksichtigen:

$$F_2^{qm} = \frac{14 + 0{,}7\,t^{m}}{1 - 0{,}013\,h^{m}}$$

$$F_1^{qm} = \frac{14 + 0{,}3\,t^{m}}{1 - 0{,}013\,h^{m}}.$$

Diese Formeln stimmen in den Resultaten mit den früher aufgestellten Formeln (19) und (22) (S. 225 und 226) für $h = 10^{m}$ überein, gergeben hingegen für $h < 10^{m}$ etwas kleinere, für $h > 10^{m}$ etwas grössere Basisflächen, tragen somit der Stabilität der Pfeiler mehr Rechnung.

Streng genommen müsste nun eigentlich die Bestimmung der ökonomisch günstigsten Zwischenpfeilerzahl mit diesen neuen Werthen von $p$ und $F$ nochmals durchgeführt werden. Es ergiebt sich jedoch, was die Eisengewichte betrifft, dass die Werthe der Winkler'schen Formel für die hierbei in Betracht kommenden Spannweiten von etwa 60 bis $80^{m}$ sehr nahe übereinstimmen mit den Werthen der einfacheren Formel $p = 450 + 33\,l$, und was die Aenderung in der Mauerwerksmasse durch die Vergrösserung oder Verkleinerung der Pfeilerbasis betrifft, so ist diese auch nicht so bedeutend, um erhebliche Kostendifferenzen zu veranlassen, besonders wenn man bedenkt (wie auch S. 281 schon gezeigt), dass die Kostensumme für den Unterbau nicht proportional der aufgewendeten Cubikmasse Mauerwerk ist. Hingegen schliessen sich die Winkler'sche Eisengewichtsformel wie die hier gegebenen neuen Basisformeln ihrem Gegenstande mehr organisch an und verdienen daher den Vorzug vor den ursprünglich aufgestellten Formeln. Sämmtliche übrigen bezüglichen Formeln (insbesondere auch die sich auf die günstigste Anzahl Zwischenpfeiler beziehenden) sind, wie sie in der Zusammenstellung S. 321 u. f. gegeben, zu belassen.

Bremen, im October 1880. F. J. Weiss.

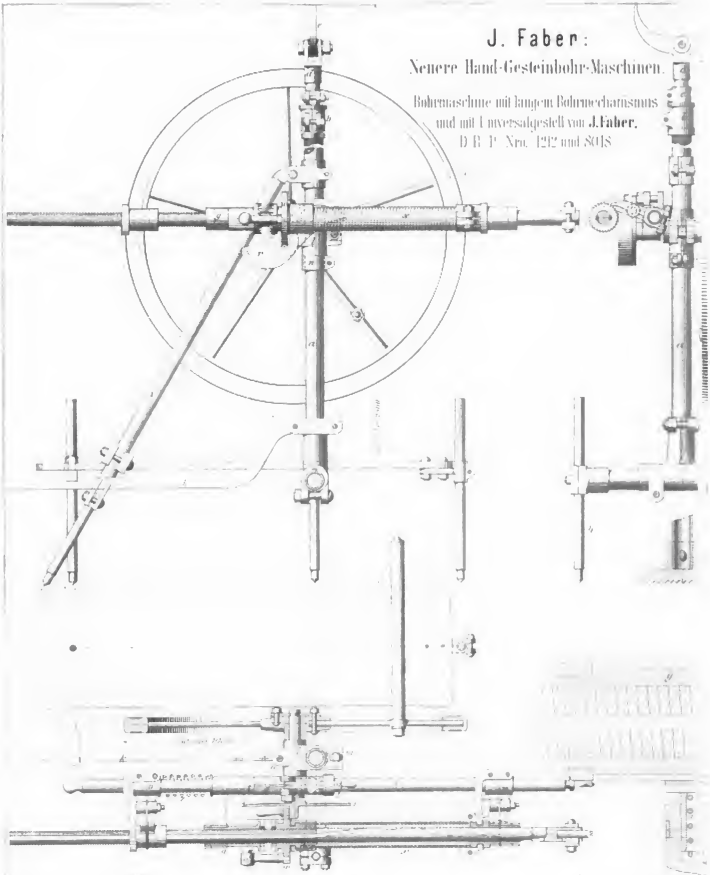
A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google

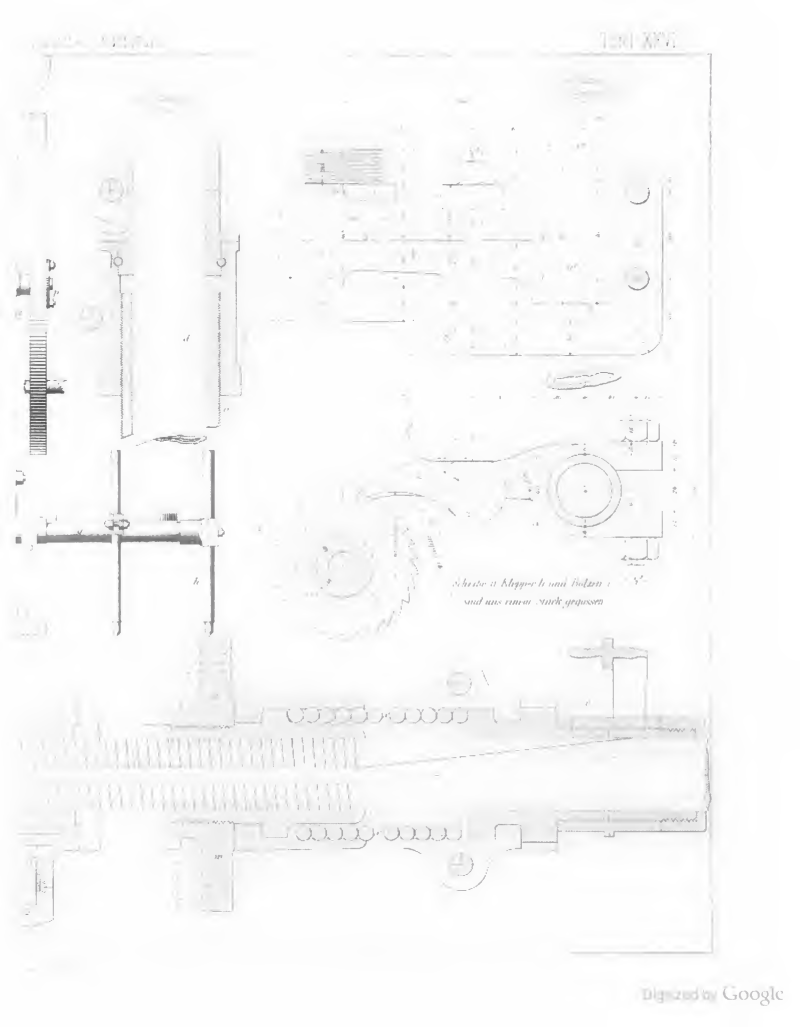
# J. Faber:

## Neuere Hand-Gesteinbohr-Maschinen.

Bohrmaschine mit langem Bohrwechselmechanismus
und mit Universalgestell von **J. Faber.**
D. R. P. Nrn. 1212 und 8018.



Digitized by Google



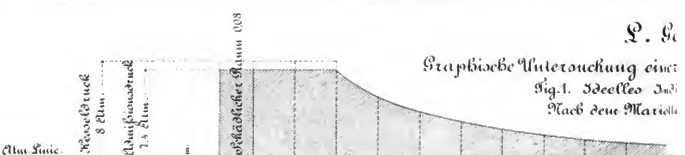
Digitized by Google

## L. G

### Graphische Untersuchung einer

Fig. 1. Ideelles Ind

Nach dem Mariott




4 mm Ordinate = 1 Atm., Kolbenfläche = 201,9 qcm, 1 mm

Fig. 2. Geschwindig

Geschwindigkeits-Maassstab

Fig 3. Tangentialk

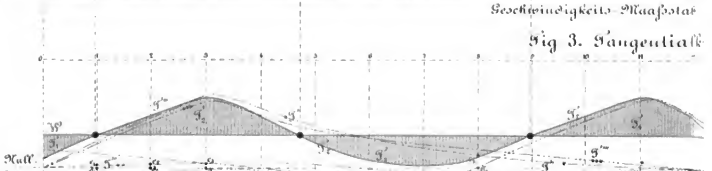
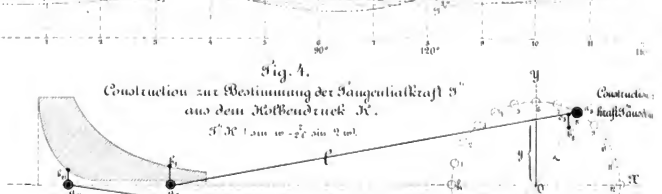



Fig. 4.

Construction zur Bestimmung der Tangentialkraft T'' aus dem Kolbendruck K.

$T'' K \cdot \sin w \cdot \frac{r}{l} \sin 2w$.




Längen Maassstab 1:5.

Kräfte Maassstab 1:50,25.

$a_s b_s : a'_s b'_s = b''_s c_s$ (Y).

$a_m b_m : a'_m b'_m = b''_m c_m$ (X).

$\left.\begin{matrix} a_s b_s \\ a_m b_m \end{matrix}\right| \mathfrak{K}_{s,m} = \left.\begin{matrix} b''_s c_s \\ b''_m c_m \end{matrix}\right| \mathfrak{T}''_{s,m}$

### Daten:

Cylinderdurchmesser = 160 mm, Hub 240 mm, Tourenzahl = 250.

Admissionsdruck = 1,4 Atm. (absolut.)

Kolbendruck = 8 Atm. (absolut.)

Erhöhter Gegendruck während der Ausströmperiode = 1,2 Atm. (absolut.)

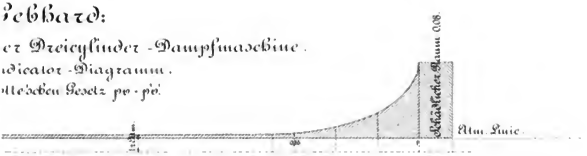
Digitized by Google

# ...ebhard:

## ...er Dreicylinder-Dampfmaschine.

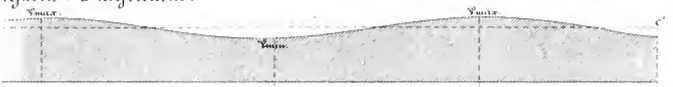
### ...dicator-Diagramm.

...tteschen Gesetz $pv = p'v'$.




...m Ordinate ist mithin aequivalent 50,25 kg; Kolbenweg ½ nat. Gr.

### ...igkeits-Diagramm.




...4 1:200; Kurbelweg ½ nat. Gr.

### ...kraft Diagramm.

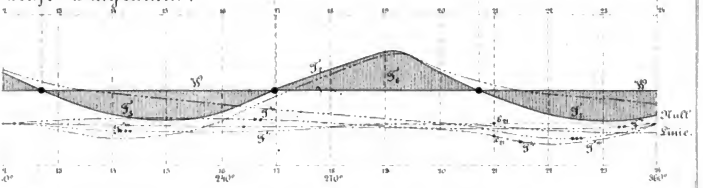



Fig. 5.

...n zur Bestimmung der Tangential ...dem jeweiligen Maßendruck M.

$T^{m} = \frac{G c^{2}}{r g} \sin 2\,w.$

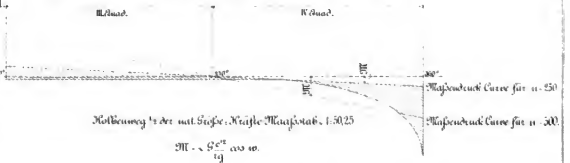
...Kräfte Maaßstab 1:10.

...ür w = 15° ist d.e. ...
... w = 30° ... $d_2 e_2$ ...
... w = 60° ... $d_3 e_3$ ...

$T^{m}_{1,2,3}$

Fig. 6.

Diagramm der Dampf-Maßendrucke im III^ten und IV^ten Quadranten.




$M = \frac{G c^{2}}{r g} \cos w.$

Die zur Berechnung der Maßendrucke als constant angenommene Kurbelwarzen Geschwindigkeit $c' = 3{,}14$ m

| | |
|---|---|
| Füllung 0,2. | Länge der Pleuelstange $l = 600$ mm |
| Compressions Verhältniß 0,33. | Kurbel Radius $r = 120$ mm |
| Schädlicher Raum 0,08. | Gewicht der bewegten Maßen 5,48 kg |

Zeichen-Erklärung für das Diagramm Fig. 3.

| | |
|---|---|
| Tangentialkraft Curve $T^{m}$ aus dem Dampfdruck | |
| Tangentialkraft Curve $T^{m}$ aus dem Maßendruck | |
| Resultanten-Curve $T^{m}$ aus $T^{m}$ u. $T^{c}$ | |
| Resultanten-Curve $T^{m}$ aus den drei Curven $T^{m}$ | |
| Widerstands-Curve W. | |

...ng 1896 beim

Digitized by Google

Digitized by Google

# ZEITSCHRIFT
DES
# VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

**1880. Band XXIV. Heft 12. Decemberheft.**


## Abhandlungen.

### Ueber Tauschiffahrt.


Von Professor **K. Teichmann** in Stuttgart.



(Vorgetragen am 16. October 1880 im Würtembergischen Bezirksvereine.)


(Schluss von Seite 561.)

Reduction der Geschwindigkeit in Stromschnellen. In welchem Verhältnisse in stärkeren Strömungen die Geschwindigkeit zu reduciren ist, ergiebt sich aus folgender Rechnung, welcher die Resultate der Probefahrten (*g*) und (*h*), Tabelle I, zu Grunde gelegt sind. Es beträgt der Widerstand dieser beiden Schleppzüge

gegen $1^m$ ruhig Wasser im Mittel . . $750^{kg}$;
bei einer Strömung von . . . . . $s^m$ pro Sec.
und bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v^m$ pro Sec.
ist die Geschwindigkeit gegen Wasser $s + v^m$ pro Sec.
und der Widerstand des Zuges . . . $750\,(s + v)^2\,^{kg}$,
die zur Fortbewegung erforderliche, nützliche Arbeit . . . . . $750\,(s + v)^2\,v\,^{kgm}$,
die indicirte Leistung der Maschine $N = \frac{750\,(s+v)^2\,v}{0{,}7 \cdot 75}$ Pferdest.

Setzen wir diese, der Leistungsfähigkeit der Kessel entsprechend, constant gleich 160 Pferdestärken, so finden wir für

die Stromgeschwindigkeiten:

$s =$ 1,5 2,0 2,5 3,0 3,5 4,0 $4{,}5^m$ pro Sec.,

die Fahrgeschwindigkeiten:

$v =$ 1,365 1,139 0,945 0,781 0,630 0,542 $0{,}455^m$ pro Sec.

und die Widerstände:

$P =$ 6160 7390 8900 10720 12920 15480 18410$^{kg}$.

Da der grösstmögliche Dampfdruck nur $16960^{kg}$ beträgt, so ist der letzte. Werth imaginär, der Zug wird zwischen 4 und $4{,}5^m$ Stromgeschwindigkeit stehen bleiben.

Die Remorqueure I und II mit 750 bis 800 indicirten Pferdestärken schleppen denselben Anhang mit einer Geschwindigkeit gegen Wasser von $2{,}5^m$ pro Secunde, welche ohne wesentliche Steigerung des Dampfverbrauches nicht vergrössert werden kann und

gegen die Strömungen . . $s = 1{,}5$ 2 2,5 $3^m$ pro Sec.,
die Fahrgeschwindigkeiten $v = 1{,}4$ 0,9 0,4 $-0{,}1^m$ pro Sec.

ergiebt; d. h. bei $3^m$ Stromgeschwindigkeit fängt der Zug schon an, trotz aller Anstrengung der Maschine rückwärts zu treiben, während der Tauer noch mit mehr als halber Geschwindigkeit vorwärts fährt. In der Sicherheit und Raschheit der Beförderung durch Stromschnellen liegt ein grosser Vorzug der Tauerei gegenüber den Radschleppern.

Anschaffungskosten des Taues. Die Kosten betrugen bei der 1878 beschafften Neckarkette pro $100^{kg}$ 30 ℳ bis 33,35 ℳ, im Durchschnitt 31,56 ℳ oder pro Meter 4,86 ℳ.

Das 1879/80 gelieferte Rheinseil kostete pro $100^{kg}$ 39 ℳ oder pro Meter 2,77 ℳ.

Dauer des Taues. Die Dauer der Kette kann nicht höher als 9 bis 10 Jahre angenommen werden. Die Gesellschaften auf der Elbe schreiben zwar jährlich nur 5 bis 7 pCt. vom Werthe der Kette ab, haben aber in guten Betriebsjahren beträchtliche ausserordentliche Beträge dem Kettenerneuerungsfond zugewandt. Mit Berücksichtigung des Werthes der alten Kette ist eine jährliche Abschreibung von mindestens 8 pCt. in Rechnung zu nehmen.

Das Drahtseil auf dem Niederrhein (Ruhrort-Oberkassel) wurde 1873—1875 gelegt und ist heute noch im Gebrauch; da dasselbe jedoch schwach befahren wird, giebt es für die Dauer keine zuverlässigen Anhaltspunkte; dagegen wird das $120^{km}$ lange Seil des Mittelrheins (Oberkassel-Bingen) seit 1875/76 regelmässig und stark befahren. Es wurde im Laufe dieses Jahres theilweise ersetzt, ein Viertel davon ist aber heute noch in regelmässigem Betriebe. Seine durchschnittliche Dauer stellt sich auf mindestens $4^1/_2$ Jahre. Da an demselben das ganze Personal eingeübt und alle Erfahrungen erst gesammelt werden mussten, welche bei der Construction des neuen Seiles benutzt werden konnten, so kann man bei dem letzteren mit Sicherheit auf eine 5- bis 6jährige Dauer rechnen, so dass mit Berücksichtigung des Verkaufswerthes des alten Seiles eine jährliche Abschreibung von 15 pCt. in Rechnung zu nehmen ist.

Vergleichende Rechnungen. Wir haben nunmehr alle Factoren für die Leistungsfähigkeit, Anschaffungs- und Unterhaltungskosten eines Seiles oder einer Kette ermittelt, und da wir die Neckar- oder Elbkette nicht direct mit dem viel stärkeren Rheinseil vergleichen können, denken wir uns




Digitized by Google

| | A | B | C | D |
|---|---|---|---|---|
| 4 Wasserstrassen | | | | |
| von je 100$^{km}$ Länge mit Strömungen von | 2,4 | 1,6 | 0,8 | 0 m pro Sec. |
| Die auf denselben zu schleppenden Züge nehmen wir in ruhigem Wasser grösser als im Strome und geben denselben einen Widerstand für 1$^{m}$ Geschwindigkeit gegen ruhig Wasser von | 400 | 500 | 600 | 700 kg. |
| Je nachdem die Züge aus hölzernen oder eisernen, stumpf oder scharf gehauten Fahrzeugen zusammengesetzt sind, werden dieselben laden können | 15400 | 19200 | 23000 | 26900 Centner |
| bis | 22200 | 27800 | 33300 | 39000 „ . |
| Wir befördern diese Anhänge mit Geschwindigkeiten gegen Land . . . $v_r =$ | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 m pro Sec. |
| Den Eigenwiderstand des Tauers nehmen wir gegen 1$^{m}$ Wasser an zu . . . | 160 | 140 | 120 | 100 kg, |
| so dass der Widerstand des ganzen Zuges gegen 1$^{m}$ Wasser beträgt . . $w =$ | 560 | 640 | 720 | 800 kg. |
| Die relative Geschwindigkeit gegen Wasser wird . . . . . $v_r =$ | 3,6 | 3,0 | 2,4 | 1,8 m pro Sec. |
| und der Widerstand gegen die vorhandene Strömung . . . . $P = w\, v_r^2 =$ | 7258 | 5760 | 4147 | 2592 kg. |
| Die indicirte Leistung der Dampfmaschine muss betragen . . $N_i = \frac{P v_r}{0{,}7 \cdot 75} =$ | 166 | 154 | 126 | 89 Pferdest. |
| Der Kohlenverbrauch pro Stunde und Pferdest. ist für regelmässigen Betrieb etwas höher anzunehmen als bei den Probefahrten, bei den kleinen Maschinen etwas grösser als bei den grossen; wir setzen | 1,45 | 1,7 | 1,75 | 1,8 kg |
| und erhalten einen Kohlenverbrauch pro Stunde von | 274 | 261 | 221 | 160 kg. |
| Die Dauer der 100$^{km}$ langen Fahrt beträgt | 23,15 | 19,84 | 17,36 | 15,43 Stunden |
| und der Kohlenverbrauch pro Fahrt | 6,34 | 5,18 | 3,84 | 2,47 t. |
| Schleppen wir dieselben Züge mit Remorqueuren, so haben wir zunächst dem Widerstande des Anhanges von | 400 | 500 | 600 | 700 kg |
| für den Wellenschlag 10 pCt. zuzuschlagen mit | 40 | 50 | 60 | 70 kg; |
| der Eigenwiderstand des Remorqueurs wird betragen | 200 | 180 | 160 | 140 kg |
| und der Widerstand des ganzen Zuges gegen 1$^{m}$ Wasser | 640 | 730 | 820 | 910 kg, |
| gegen die vorhandene Strömung . . . . . $P =$ | 8294 | 6568 | 4723 | 2949 kg. |
| Das Verhältniss der Schaufelgeschwindigkeit zur Geschwindigkeit des Zuges gegen Wasser betrug bei den drei Probefahrten Tabelle I, a b c Zeile 27, $\frac{v_r}{v_s} = 0{,}468$ bis $0{,}572$; dasselbe ist bei einem grossen Remorqueur und kleinem Anhange verhältnissmässig günstiger, wir setzen . . . . . $k = \frac{v_r}{v_s} =$ | 0,58 | 0,54 | 0,50 | 0,46 |
| und erhalten eine Schaufelgeschwindigkeit . . . . . $v_s = \frac{v_r}{k} =$ | 6,207 | 5,555 | 4,800 | 3,913 m pro Sec. |
| und eine indicirte Leistung . . . . . $N_i = \frac{P v_s}{0{,}7 \cdot 75} =$ | 981 | 695 | 432 | 220 Pferdest. |
| Den Kohlenverbrauch pro Stunde und Pferdestärke haben wir etwas höher als bei den Probefahrten, aber niedriger als bei den Touren zu nehmen; wir setzen | 1,45 | 1,5 | 1,55 | 1,6 kg |
| und brauchen pro Stunde | 1421 | 1043 | 669 | 352 kg, |
| pro Fahrt | 32,92 | 20,69 | 11,62 | 5,43 t, |
| gegenüber dem Verbrauch des Tauers von | 6,34 | 5,18 | 3,84 | 2,47 t. |
| Die Ersparniss des letzteren beträgt also | 26,58 | 15,51 | 7,78 | 2,96 t. |

Dieselbe ist, wie zu erwarten, bei starker Strömung bedeutend grösser als in ruhigem Wasser und stimmt bei B ungefähr mit den Erfahrungen auf dem Rhein, da die ganze Rechnung auf den dort gewonnenen Resultaten beruht.

Bei Berechnung der Dimensionen und Kosten des Taues setzen wir die Inanspruchnahme für die leichteren Seile etwas niedriger als oben beim Rheinseil, um keine zu dünnen Drähte zu erhalten und die Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung und Rost zu erhöhen. Die Preise sind ebenfalls für kleinere Ketten und Seile etwas höher anzunehmen als für grosse.

| | Für die Kette, | | | bezw. für das Drahtseil | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| beträgt bei den Zügen | A | B | C | D | A | B | C | D |
| die normale Anspannung des Taues . . $P =$ | 7258 | 5760 | 4147 | 2592 | 7250 | 5760 | 4147 | 2592 kg. |
| Die hierfür zulässige Inanspruchnahme ist . | 320 | 320 | 320 | 320 | 800 | 750 | 700 | 650 kg pro qcm, |
| der erforderliche Querschnitt | 22,68 | 18,00 | 12,96 | 8,10 | 9,06 | 7,68 | 5,92 | 3,99 qcm, |
| die Dicke | 38,0 | 34,0 | 28,7 | 22,7 | 44,6 | 41,1 | 36,1 | 29,6 mm, |
| das Gewicht pro Meter | 34,48 | 27,36 | 19,70 | 12,31 | 7,67 | 6,49 | 5,00 | 3,37 kg, |
| der Preis pro 100$^{kg}$ | 31 | 31 | 31 | 32 | 39 | 40 | 41 | 42 ℳ, |
| der Preis pro Meter | 10,69 | 8,48 | 6,11 | 3,94 | 2,99 | 2,60 | 2,05 | 1,41 ℳ. |
| Anlagekosten für 100$^{km}$ | 1069000 | 848000 | 611000 | 394000 | 299000 | 260000 | 205000 | 141000 ℳ. |
| | 8 pCt. = | | | | 15 pCt. = | | | |
| Für Amortisation und Erneuerung ist erforderlich | 85520 | 67840 | 48880 | 31520 | 44850 | 39000 | 30750 | 21150 ℳ, |
| für Verzinsung 5 pCt. oder | 53450 | 42400 | 30550 | 19700 | 14950 | 13000 | 10250 | 7050 ℳ, |
| zusammen jährlich | 138970 | 110240 | 79430 | 51220 | 59800 | 52000 | 41000 | 28200 ℳ. |

Digitized by Google

Diese Beträge sind durch die Ersparnisse zu decken, welche das System der Tauschiffahrt gegenüber der Räderschiffahrt gewährt. Sie sind nicht unbedeutend und bei der Kette viel höher als beim Drahtseil. Der Meter Kette kostet 2,8 bis 3,4mal so viel, als ein Drahtseil von gleicher Leistungsfähigkeit. Durch die längere Dauer der Kette wird dieses Verhältniss modificirt, so dass die Erneuerungskosten nur 1,5 bis 1,9mal so gross sind; durch Zurechnung einer 5procentigen Verzinsung der Anschaffungskosten erhöht sich das Verhältniss wieder auf das 1,9 bis 2,5fache.

Vergleichung der Kosten des Tanes mit der Kohlenersparniss. Von wie grossem Einflusse dieses Verhältniss ist, sehen wir, wenn wir den wichtigsten Vortheil der Tauerei, die Kohlenersparniss bei der Bergfahrt, in Geld umsetzen und damit in die jährlichen Kosten des Taues dividiren. Die erhaltenen Zahlen geben an, wie viele jährliche Fahrten nöthig sind, um das Tau mit den Radschleppern concurrenzfähig zu machen; sie werden allerdings nur relativ richtig, absolut aber etwas zu hoch sein, weil z. B. die Ersparnisse an Mannschaftslöhnen, Schiffsbedürfnissen etc. nicht darin enthalten sind. Die Löhne können wir theilweise berücksichtigen, wenn wir unter Kohlenpreis nicht die Anschaffungskosten verstehen, sondern die Heizerlöhne, die dem Verbrauche ziemlich direct proportional sind, darauf schlagen. Nachfolgende Kohlenpreise sollen also inclusive Verbrennungskosten verstanden sein.

| Es berechnet sich bei dem Zuge | A | B | C | D |
|---|---|---|---|---|
| bei einem Kohlenpreise von . | 8,00 ℳ pro Tonne | | | |
| die Ersparniss pro Fahrt zu ℳ | 212,64 | 124,08 | 62,04 | 23,68 |
| und die Zahl der zur Abzahlung der Kette nöthigen jährlichen Fahrten zu . . . . . | 654 | 882 | 1280 | 2163, |
| während zur Bezahlung eines Drahtseiles jährliche Fahrten nöthig sind . . . . . | 281 | 419 | 661 | 1191. |
| Kohlenpreis . . . . . | 11,00 ℳ pro Tonne | | | |
| Ersparniss pro Fahrt . ℳ | 292,38 | 170,61 | 85,38 | 32,56. |
| Fahrten für die Kette . . . | 475 | 646 | 928 | 1573. |
| Fahrten für das Seil . . . | 205 | 305 | 479 | 866. |
| Kohlenpreis . . . . . | 15,00 ℳ pro Tonne | | | |
| Ersparniss pro Fahrt . ℳ | 398,70 | 232,65 | 116,70 | 44,40. |
| Fahrten für die Kette . . . | 348 | 474 | 681 | 1154. |
| Fahrten für das Seil . . . | 150 | 223 | 351 | 635. |
| Kohlenpreis . . . . . | 20,00 ℳ pro Tonne | | | |
| Ersparniss pro Fahrt . ℳ | 530,80 | 310,20 | 155,20 | 59,20. |
| Fahrten für die Kette . . . | 262 | 355 | 510 | 865. |
| Fahrten für das Seil . . . | 113 | 168 | 264 | 476. |

Concurrenzfähigkeit zwischen Tauerei und Remorquenrdienst. Bei starken Strömungen und hohen Kohlenpreisen genügt schon ein sehr mässiger Verkehr, um ein Tauerei-Unternehmen rentabel, bezw. der Rnderschifffahrt überlegen zu machen; in schwachen Strömungen können bei niedrigen Kohlenpreisen und nicht sehr lebhaftem Verkehr Remorquenre noch recht wohl mit der Tauerei concurriren, wie dies auch factisch auf dem Rhein und der Elbe, namentlich in den unteren Strecken, der Fall ist. In ruhigem Wasser (Canäle) können nur hohe Kohlenpreise und starker Verkehr oder andere Rücksichten, wie die Beschädigung der Ufer durch den Wellenschlag der Remorqueure u. s. w., die Legung eines Taues motiviren. Aehnlichen Einfluss wie starke Strömung hat ein beschränktes Fahrwasser, bei dem ein namhafter Theil des Wasserprofils durch den Zug ausgefüllt wird und Remorqueure sehr schwer arbeiten. In vorstehenden Rechnungen ist dieser Umstand nicht berücksichtigt. Ueberall aber tritt die Concurrenzfähigkeit für das Drahtseil schon bei einem wesentlich kleineren Verkehre ein als für die Kette.

Nachdem die Wohlfeilheit sich als ein ganz wesentlicher Vorzug des Seiles gegenüber einer Kette von gleicher Leistungsfähigkeit und Betriebssicherheit ergeben hat, ist noch zu erörtern, ob nicht andere Vorzüge der Kette den höheren Preis motiviren.

Hier ist zunächst der geringere Tiefgang der Kettenschiffe zu erwähnen, der von den Seilschiffen bis jetzt noch nicht erreicht wurde und bei kleineren Flüssen entscheidend in die Wage fallen kann; anderseits dürfte bei grossen Wassertiefen, wie die des Rheins, das grosse Gewicht der Kette ihre Anwendung erschweren, wenn nicht unmöglich machen.

Um den Einfluss der beiden Organe auf die Dauer der Maschine und des Schiffes zu beurtheilen, liegen zwar keine genügenden ziffermässigen Daten vor, beobachtet man aber beide Systeme im Betriebe und vergleicht den ruhigen Gang des Seilapparates mit dem Kettengerassel, so kann die Entscheidung nicht zweifelhaft sein, welcher Apparat sich rascher abnutzen und mehr Reparaturen verursachen wird.

Steuerfähigkeit. Ueber die Steuerfähigkeit der beiden Systeme und unmentlich des Seiltauers herrschen theilweise noch unrichtige Ansichten, welche mit der seitlichen Lage des Seilapparates auf dem Tauer zusammenhängen. Jeder Tauer ist innerhalb gewisser Grenzen an den durch die Lage des Taues vorgeschriebenen Weg gebunden. Er kann nur durch sogenanntes Gieren das Tau auf die eine oder andere Seite drücken.

Auflaufpunkt des Taues. Denken wir uns, Fig. 1, ein Schiff im Strome mit einem in der Mitte stehenden Maste an einem Tau befestigt, so wird es sich bei der geringsten Drehung der Steuerruders schief stellen und durch den Strom auf die Seite gedrückt werden. Eine solche Befestigung wäre jedoch gefährlich, indem das Schiff zu leicht sich quer gegen den Strom stellen, ja umdrehen könnte. Man legt deshalb den Befestigungspunkt, d. h. den Auflaufpunkt des Taues, mehr nach vorn, so dass das Schiff eine gewisse Stabilität erhält, gleichzeitig aber an Gierfähigkeit etwas verliert, um so mehr, je näher der Befestigungspunkt der Spitze des Schiffes liegt, weil die Spannung des Tanes das Schiff um seinen Mittelpunkt zu drehen sucht, und zwar an einem Hebelarme, welcher proportional der Entfernung des Auflaufpunktes vom Schiffsmittel ist. Bei den Kettentauern des Neckars beträgt die Entfernung des Drehpunktes des vorderen Auslegers vom vorderen Ende des Schiffes $^1/_5$ der Schiffslänge (in der Wasserlinie gemessen), bei den Elbschiffen ist sie noch kleiner.

Bei den Seilschiffen auf dem Rhein ist dieselbe Entfernung $^2/_3$ der Schiffslänge, also gerade doppelt so gross wie beim günstigst angeordneten Kettentauer, so dass das Schiff trotz der seitlichen Lage des Auflaufpunktes immer noch eine grosse Gierfähigkeit besitzt. Dieselbe ist zwar nach Backbord kleiner als nach Steuerbord, aber auch auf dieser Seite noch so gross, dass sich das Schiff durch das hintere Steuer



Digitized by Google

allein unter 45° gegen das Tau legen lässt. Der Schnittpunkt des Taues mit der Schiffsachse liegt dann immer noch um $^1/_7$ Schiffslänge von der Spitze entfernt.

Ablaufpunkt des Taues, steife Linie. Die Gierfähigkeit wird noch weiter vermindert durch die Spannung des ablaufenden Taues, und zwar um so mehr, je weiter der Angriffspunkt dieser Kraft vom Auflaufpunkte des Taues entfernt liegt. Beim Kettenschiffe liegt der Ablaufpunkt der Kette ganz hinten, und die steife Linie, mit welcher das Schiff an die Kette gebunden ist, beträgt beim Neckartauer 0,82 der Schiffslänge; bei dem Seilschiff ist durch die seitliche Lage ein directes Ablaufen von der Trommel ins Wasser ermöglicht, und die Entfernung von Auf- und Ablaufpunkt, die steife Linie, beträgt nur 0,15 Schiffslänge; die Hebelarme der Kräfte, welche den Tauer hindern, sich schief zur Richtung des Taues zu stellen, verhalten sich also bei Kettenschiff und Seilschiff wie 82 zu 15. Man vergleiche die Fig. 2 und 3. Bei den oben erwähnten Seiltauern des Unterrheins befinden sich die Rollenapparate, welche das Seil aufnehmen und wieder ablegen, auf zwei der Länge des Schiffes nach verschiebbaren Wagen, so dass die steife Linie veränderlich ist und in Curven verkürzt werden kann. Diese für die Steuerfähigkeit günstige Anordnung macht jedoch den Apparat höchst complicirt, giebt zu vielfachen Reparaturen Anlass und wird sich schwerlich mit der für einen regelmässigen Schifffahrtsbetrieb nöthigen Solidität ausführen lassen.

Fig. 2

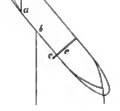
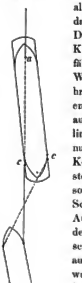



Fig. 3

Befestigung des Anhanges. Die Spannung der Anhangseile wirkt ebenfalls auf die Drehung des Tauers ein, und die Art ihrer Befestigung ist von grossem Einflusse auf die Steuerfähigkeit. Beim Seiltauer hat jedes Anhangschiff sein eigenes Schleppross; das schwerste derselben ist direct über der Drehungsachse des vorderen Auslegers befestigt und hebt unmittelbar einen Theil der Spannung des auflaufenden Taues auf; der Rest hat seine Angriffspunkte auf dem gleich hinter der Schiffsmitte befindlichen Schlepphocke (siehe Fig. 2) und zwar auf der linken Seite desselben, welche die Wand des Schiffes noch etwas überragt, so dass bei gerade fahrendem Tauer die Resultirende sämmtlicher Schiffswiderstände in der Richtung des auflaufenden Taues liegt. Bei einer Drehung des Schiffes wirken alle diese Kräfte nur an sehr kleinen Hebelarmen, und ihre Momente heben sich gegenseitig grossentheils auf.

Beim Kettenschiffe ist der Anhang ganz hinten und nur der erste Kahn direct am Tauer befestigt, die übrigen einer am andern. Es würde diese Befestigungsart die Steuerfähigkeit erheblich beeinträchtigen, wenn nicht in sinnreicher Weise der Anhang zur Unterstützung der Steuerkraft benutzt würde. Derselbe hängt nämlich in zwei gekreuzten Schlepptrossen, welche mittelst Flaschenzügen vom Tauer aus verlängert oder verkürzt werden können. Lässt man nun z. B. das Steuerbordtross schlaff, so zieht das Backbordtross schon ohne Mitwirkung des Steuerruders sowohl den Schlepper als das Anhangschiff in der Richtung schief, dass beide nach links gieren (siehe Fig. 4). Dieser Kunstgriff genügt aber nicht, um dem Kettenschiffe nur annähernd dieselbe Steuerfähigkeit zu geben, wie sie das Seilschiff besitzt. Während bei letzterem das ursprünglich angebrachte vordere Steuerruder als entbehrlich entfernt ist und die Tauer bei der Bergfahrt auch in den Krümmungen ihr Seil in der Fahrlinie erhalten, so dass sie die Thalfahrt immer nur mit der Schraube machen, muss beim Kettenschiffe die Steuerkraft durch das Bugsteuer unterstützt und in den Krümmungen mit sogenannten Schricks oder Schorhölzern das Schiff vom convexen Ufer abgehalten werden. Auch muss auf stark gekrümmten Flüssen auf der Kette zu Thal gefahren werden, um dieselbe wieder ins richtige Fahrwasser zu legen, aus welchem sie bei der Bergfahrt verzogen wurde. Dadurch entstehen beim Begegnen der Schiffe durch Abwerfen und Wiederaufnehmen der Kette oder durch Wechseln des Anhanges Aufenthalte, welche beim Seilschiffe vermieden werden.

Fig. 4




Einige der Curven, welche von den Seiltauern des Rheins regelmässig befahren werden, sind: Bei Boppard eine ganze Wendung um 180° nach links, wovon die Hälfte mit 650m Radius; das „Bett", oberhalb der Loreley, 80° mit 150m Radius nach links; die Felsparthie unterhalb Oberwesel, 70° mit 110m Radius nach rechts und die „Bank" oberhalb St. Goar, 90° mit 80m Radius nach rechts. Die letzteren Curven könnten wohl nicht überwunden werden, wenn nicht die Felsenhänge, zwischen denen das Seil liegt, dasselbe an einzelnen Stellen festhielten; in der Curve bei Boppard liegt das Seil ganz frei. Ausserdem passiren den Rhein Flösse bis zu 73m Breite, denen im Nothfalle ausgewichen wird.

Die Centralcommission für die Rheinschifffahrt sagt in ihrem statistischen Jahresberichte pro 1876: „Im Widerspruche mit der früher verbreiteten Ansicht, dass die Tauerei in der Gebirgsstrecke zwischen St. Goar und Bingen wegen der dort vorhandenen kurzen Krümmungen und Einengungen des Fahrwassers durch Kiesbänke und Felsmassen nicht betrieben werden könnte, hat sich das neue Transportsystem auf der bezeichneten Strecke besser bewährt als auf dem Niederrhein." Und pro 1877: „Die Vorzüge der Tauerei — nahezu vollständige Ausnutzung der Triebkraft, bedeutende Ersparung an Kohlen und Löhnen, vom Wellenschlage nicht gestörte Fortbewegung der Schiffe — haben sich auf der mit starkem Strome fliessenden Strecke des Rheins zwischen Oberkassel und Bingen im Allgemeinen bewährt. Die Tauer befördern ihre Anhänge hier selbst bei hohen und niedrigen Wasserständen schneller, sicherer und mit geringerem Aufwande für Kohlen und Arbeitslöhne als die Räderboote."

Gefahren für die Schifffahrt. Gegenüber den von mancher Seite ausgesprochenen Befürchtungen, dass der Tauereibetrieb Gefahren für die Schifffahrt mit sich bringe, sei noch dem „Schiff" die Notiz entnommen, dass von den 364 Streitfällen, welche die Rheinschifffahrtsgerichte in den sechs Jahren 1873 bis 1878, seit das Seil im Rheine liegt, zu erledigen hatten, nur 4 Fälle die Tauer oder das Seil betrafen; davon wurden drei zu Gunsten der Tauerei entschieden, der vierte durch Vergleich erledigt.

Digitized by Google

Resultate. Das Resultat unserer Studien ist, dass in Strömungen und bei lebhaftem Verkehr die Tauerei für den Schleppdienst dem Räder- oder Schraubenboote überlegen ist. Wieweit diese Ueberlegenheit geht, ist in jedem einzelnen Falle mit Berücksichtigung sämmtlicher Factoren, Strom- und Verkehrsverhältnisse, Kohlenpreise, Kosten der Schiffe und des Taues, Mannschaftslöhne etc., zu ermitteln. In schwachen Strömungen dürfte das Bedenken, ein grosses Capital ohne die Sicherheit genügender Beschäftigung dauernd zu engagiren, unter Umständen seine Berechtigung haben. Bei der Wahl des Zugorganes verdient das Drahtseil wegen der grösseren Sicherheit, Steuerfähigkeit und Wohlfeilheit vor der Kette den Vorzug, wenn die Verhältnisse nicht einen minimalen Tiefgang (unter 70$^{cm}$) gebieterisch fordern.

# Die Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a/E.

Von **L. Gebhard**, Ingenieur.

(Vortrag, gehalten im Magdeburger Bezirksvereine am 25. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XXVIII.)

(Schluss von S. 589.)

## II. Theil.

## Die Steuerung der Dreicylinder-Maschine.

Nachdem wir im ersten Theile dieser Abhandlung die Bedingung festgestellt haben, um einen geräuschlosen und stossfreien Gang der Maschine zu erzielen, soll nun untersucht werden, ob durch die bei dieser Maschine angewandte Drehschieber-Steuerung*) das Mittel in die Hand gegeben ist, der in Früherem entwickelten Bedingung Genüge zu leisten, gleichzeitig soll aber auch die immer correct bleibende Dampfvertheilung dieser Steuerung bei Veränderung des Füllungsgrades, für gewöhnliche Umtriebszwecke sowohl als auch für Umsteuerung, gezeigt werden.

Die Maschinen werden, wie schon in der Einleitung hervorgehoben wurde, mit fixer und variabler Expansion ausgeführt; da die Maschinen ferner ohne Umsteuerung und mit Umsteuerung gebaut werden, so ist diese Steuerung zu erörtern

1) als solche mit fixer Expansion und ohne Umsteuerung
2) „ „ „ „ „ mit „
3) „ „ „ variabler „ „ ohne „
4) „ „ „ „ „ mit „

Ehe wir zur graphischen Darstellung der Steuerung selbst gehen, sollen einige auf die Steuerung bezügliche constructive Details hier besonders hervorgehoben werden.

Auf der dreifach gekröpften Kurbelwelle *A*, Fig. 1 und 2, Tafel XXVIII, deren Kurbelzapfen um 120° gegen einander versetzt sind, sitzt ein conisches Rad *B*, welches mit dem auf der Steuerspindel $DD_1$ sitzenden conischen Rade *C* im Eingriff steht, so dass hierdurch die Bewegungsübertragung auf das Steuerorgan hergestellt ist. Das Uebersetzungs-Verhältniss dieses conischen Räderpaares *B* und *C* beträgt genau 1 : 2. Die Steuerspindel $DD_1$, aus welcher an ihrem oberen Ende der Drehschieberhahn *E* gleichsam herauswächst, ist in dem Kegelsitz (Canalstück) *F* der Stopfbüchse *G* und dem Halslager *H* gelagert. Die Steuerspindel $DD_1$ ist aus zwei Theilen**) angefertigt, welche durch eine Klaue *M* kraftschlüssig mit einander verbunden sind.

*) D. R.-P. No. 4687 11885 mit zwei Zusatzpatenten. Patentinhaber: August Behne, in Firma Behne & Herz in Harburg und Feodor Siegel in Schönebeck a/E.

**) Auf den Zweck dieser Construction werden wir an geeigneter Stelle zurückkommen.

In dem Drehschieber *E* — wir nennen ihn in der Folge analog wie bei den Doppelschiebersteuerungen kurz den Vertheilungskegel — sitzt ein zweiter Kegel, der sogenannte Expansionskegel *J*.

Die Spindel *K* des Expansionskegels *J* ist in der Stopfbüchse *L* gelagert, resp. geführt. Auf der Spindel *K* ist oben ein in der horizontalen Ebene sich drehender, einarmiger Hebel *N* mittelst Keilfeder aufgesetzt, durch dessen jeweilige Stellung die variable Füllung bedingt ist.

Die Drehung dieses Hebels *N*, resp. des Expansionskegels *J*, wird entweder durch Menschenhand oder automatisch durch den Regulator bewirkt, je nach dem Zwecke, für welchen die Maschine bestimmt ist. In Fig. 1 bis 4, Taf. XXVIII, ist eine Umsteuermaschine veranschaulicht. Hebel *N* ist infolge dessen als Coulissenhebel dargestellt.

Für Maschinen ohne variable Expansion kommt der Expansionskegel *J* in Fortfall, ebenso wird das Handrad *O* überflüssig, wenn die Maschine nur den Zweck einer gewöhnlichen Umtriebsmaschine erfüllen soll. Wir werden diese Specialconstructionen an der Hand von Detailzeichnungen noch veranschaulichen.

### 1. Steuerung mit fixer Expansion und ohne Umsteuerung.

Im Allgemeinen werden nur die kleineren Nummern dieser Maschinen ohne variable Expansion ausgeführt, und stellen die schematisch gezeichneten Figuren 20 und 21 den Typus derselben dar. Es erfolgt, wie bei der umgekehrten Anordnung, der Antrieb der Steuerspindel $dd'$ durch ein Paar conische

Fig. 20

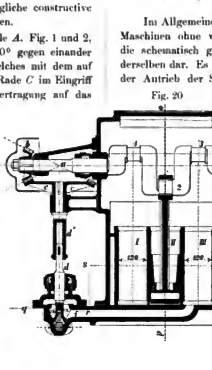
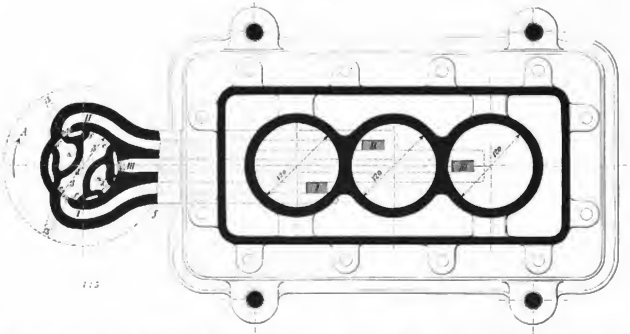



Fig. 21

Digitized by Google

Fig. 22



Räder *b* und *c* von der oben liegenden Welle *a* aus. Die ersten Ausführungen (Fig. 1 bis 3, S. 591) dieser Maschinen hatten zum Antrieb des Steuerorganes ein Räderübersetzungsverhältniss von 1 : 1; das Bestreben, die Reibungsarbeit herabzuziehen, führte auf das Verhältniss von 1 : 2, wodurch die von der Steuerung absorbirte Arbeit um mehr als die Hälfte reducirt wurde; gleichzeitig war damit der wesentliche Vortheil erreicht, den Verschleiss des Vertheilungskegels *e* und des Hahngehäuses *f* bedeutend zu vermindern, und was die Hauptsache war, es führte die Construction auf einen gleichmässig belasteten Kegel, den wir als einen Stützzapfen von der Form eines abgekürzten Kegelmantels zu betrachten haben. Durch die gleichmässige Belastung war die werthvolle Eigenschaft der gleichmässigen Abnutzung des Kegels erreicht. Ein weiterer Vortheil war grössere Oekonomie des Schmiermaterialverbrauches, indem derselbe abhängig ist von der Anzahl der Umdrehungen des Kegels*).

Fig. 22 ist ein Schnitt durch das Canalstück und durch das Cylindergehäuse nach *qrst* (siehe Fig. 20). Die Cylinder und Kolben sind mit I, II und III bezeichnet, correspondirend damit die nach dem Kegelsitz *f* zu laufenden Canäle. Die den drei Cylindern entsprechenden Kurbelwarzen der dreifach gekröpften Kurbelwelle, Fig. 20 und 21, sind mit 1, 2 und 3 bezeichnet.

Die Bewegung der Maschine von der Steuerspindelseite aus, die des Vertheilungskegels von oben betrachtet, ergiebt, dass sich beide Bewegungen in gleichem Sinne vollziehen. Angenommen**), die Maschine bewege sich wie der Zeiger einer Uhr, so gilt also unmittelbar dasselbe von dem Vertheilungskegel.

*) Eine längs der Erzeugenden des Kegels eingehauene Nuthe *u*, Fig. 25, füllt sich bei jeder Umdrehung einmal mit dem betreffenden flüssigen Schmiermaterial, um dasselbe gleichmässig in den Kegelsitz zu vertheilen.

**) In der folgenden Betrachtung sei immer angenommen, dass die einfachen Umtriebsmaschinen sich wie der Zeiger einer Uhr bewegen.

Derselbe ist in verschiedenen Schnitten und Ansichten in Fig. 22 bis 26 dargestellt. Fig. 22, 23, 25 und 26 zeigen zwei diametral gegenüberliegende, von oben nach der Seite geführte Durchbrechungen $\alpha$ $\alpha$, durch welche der Frischdampf den Dampfcanälen zugeführt wird. Aus Fig. 22, 23 und 24 ist die für den Abdampf bestimmte Durchbrechung $\beta$ ersichtlich. Der in Fig. 22 nach *qr*, Fig. 23, geführte Schnitt (s. auch Fig. 20) zeigt die verschiedenen Aussparungen, um den Vertheilungskegel theilweise zu entlasten. Ein weiteres Mittel zur Entlastung bietet die mit ihrer Erweiterung durch die Stopfbüchse tretende Steuerspindel *d*. Während einer Umdrehung des Steuerkegels treten sechs gleiche Expansions- und sechs gleiche Compressions-Perioden auf, wobei der Kegel immer partial entlastet wird. Glücklicher Weise liegen sich diese Expansions- und Compressions-Entlastungskräfte fast diametral gegenüber, so dass höchstens nur aus der Differenz dieser Kräfte eine einseitige Resultante entstehen kann. Wenn auch auf die zuletzt angeführten Entlastungen kein so grosses Gewicht gelegt werden kann, da dieselben immer nur partial und ausserdem nicht mit constanten Grössen, sondern abwechselnd steigend und fallend wirken, so müssen sie doch

Fig. 23

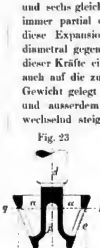


Fig. 24

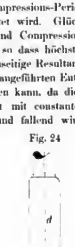


Fig. 25

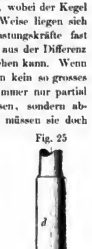


Fig. 26

Digitized by Google

in Rechnung gezogen werden, wenn man sich vergewissern will, dass nie ein Heben des Steuerkegels stattfindet.

Durch die Wahl der Dimension der durch die Stopfbüchse tretenden, erweiterten Steuerkegelspindel hat man es in der Hand, die richtige Grenze einzuhalten, d. h. einen Ueberdruck nach unten wirken zu lassen, der erfahrungsgemäss genügt, den Steuerkegel dicht zu halten, und der andererseits nach Erfüllung dieser Bedingung eine zur Ueberwindung der Reibung minimalste Arbeit erfordert. In Fig. 25 ist die oben erwähnte Schmiernuth u angedeutet. Damit der Steuerkegel für die Dauer dicht hält, muss dafür Sorge getragen werden, dem Kegel eine freie Bewegung nach unten zu ermöglichen. Dieser Umstand führt auf die Construction einer zweitheiligen Spindel. Für gewöhnliche Umtriebszwecke stellt Fig. 27 und 28 die geeignete Verbindung dar.

Fig. 27

Fig. 28

Graphische Darstellung der Canal-Eröffnungen. Einer ausgeführten Maschine sind zur Untersuchung der einfachen Drehschieber-Steuerung folgende Daten entnommen:

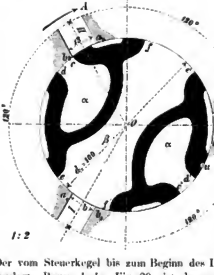
| | |
|---|---|
| Cylinder-Durchmesser | $d = 120^{mm}$, |
| Hub . . . . . | $h = 180^{mm}$, |
| Füllung . . . . . | $\varepsilon = 0.3$, |
| Compression . . . | $\varepsilon_1 = 0.35$, |
| Länge der Pleuelstange | $l = 470^{mm}$, |
| die Canalbreite $b$ in der Sehne gemessen . | $b = 13^{mm}$ *). |

Der dieser Sehne $b$ zugehörige Kreis des Kegelschnittes $qr$ hat einen Durchmesser von $d_1 = 100^{mm}$ (Fig. 29).

Innere und äussere lineare Voreilung gleich Null. Eine ganze Umdrehung der Kurbelwelle entspricht infolge des Räder-Uebersetzungsverhältnisses von 1 : 2 einer halben des Steuerkegels, d. h. ist der von der Kurbelwarze zurückgelegte Winkel $w$, so beträgt die Drehung des Vertheilungskegels $^1/_2\,w$. Auf Grund dieser Relation ist es leicht, unter Rücksichtnahme auf die gegebenen Daten die einzelnen, von der Bewegung abhängigen Dimensionen der Steuerung graphisch zu ermitteln. Wir bestimmen dieselben zunächst nur für einen Cylinder und untersuchen dann, ob sie ohne weiteres für die beiden anderen Cylinder dieselbe richtige Dampfvertheilung ergeben. Der Kolben II, Fig. 20 und 21, befindet sich in seiner unteren Todtlage; da die lineare Voreilung gleich Null ist, müssen in diesem Augenblicke die Kanten $c$ und $b_2$, Fig. 29, zusammenfallen. Die nun beginnende Canaleröffnung dauert so lange fort, bis Kante $d$ mit $a_2$ zusammenfällt. Im vorliegenden Falle soll bei 0,3 des Kolbenweges der Abschluss stattfinden. Es handelt sich also um die Bestimmung des Bogenstückes $a_2\,b_2\,d$. Man beschreibt zu diesem Zwecke mit der Länge $l$ der Pleuelstange von dem Punkte 3 (Fig. 30) aus (der ganze Hub ist in 10 gleiche Theile getheilt) einen Kreis, verbindet den Schnittpunkt dieses und des Kurbelwarzenkreises mit dem Mittelpunkt $O$. Auf diese Weise erhält man unmittelbar den von der Kurbelwarze zurückgelegten Winkel $w$; der von der Steuerspindel bis zu dieser Stellung zurückgelegte Winkel ist nach Obigem $^1/_2\,w$. Halbirt man den Winkel $w$ durch $OC_1$, schlägt um $O$ einen Kreis mit dem Durchmesser $d_1$ des betreffenden Kegelschnittes, der im gegebenen Falle gleich $100^{mm}$ ist, so liefert $m\,n$ ohne Weiteres das gesuchte Bogenmaass $a_2\,b_2\,d$.

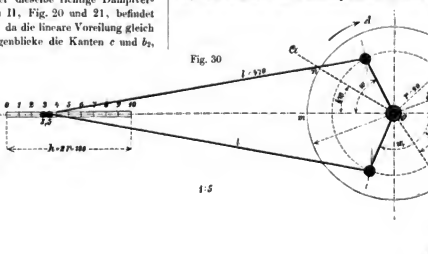
Die Expansionsperiode dauert, da die lineare Voreilung auch für den Dampfaustritt gleich Null werden soll, bis der Kolben am Ende seines Hubes steht. Bis dahin hat die Kurbel einen Winkel von 180° zurückgelegt, der Vertheilungskegel einen solchen von 90°.

Fig. 29




Der vom Steuerkegel bis zum Beginn des Dampfaustritts zurückgelegte Bogen $b_2\,d\,e$, Fig. 29, ist demnach $= 90°$ zu machen. Der Austritt des Dampfes soll nach obiger Angabe von 0 bis 0,6 des Kolbenweges erfolgen. Um also den zugehörigen Bogen $e\,f' = b_2\,a_2$ zu finden, verfährt man wie oben. Man beschreibt von dem Punkte 3,3, Fig. 30, einen Kreis mit der Länge $l$ der Pleuelstange, verbindet ferner den Schnittpunkt dieses und des Kurbelwarzenkreises mit $O$, dann ist $w_1$ der während der Austrittsperiode von der Kurbelwarze,

Fig. 30




*) Die Breite der Canäle an der in den Kegelsitz ausmündenden Stelle ist nicht constant. Die verticalen Kanten sind nach der Erzeugenden des Kegelmantels geführt, so dass die Projection des Canalquerschnittes ein gleichseitiges Trapez liefert.

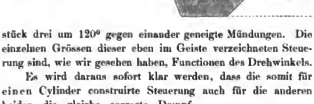
Digitized by Google

$\frac{w}{2}$ der vom Vertheilungskegel zurückgelegte Winkel. Es bildet mithin $op$, Fig. 30, das Maass für die Grösse des Bogens $ef + b_2 a_2$, mithin $ef' = op - b_2 a_2$. Ist der Kolben wieder in seinem unteren Todtpunkt, von welcher Lage aus die Bewegung verfolgt wurde, angekommen, so hat die Kurbelwarze 360°, der Kegel 180° zurückgelegt. Ist Bogen $cdef c'$ einem Bogen von 180° entsprechend genacht, so wird $c'$ nach $b_2$ gekommen sein, und die Bewegung beginnt von Neuem. Ohne jeden weiteren Beweis leuchtet klar ein, dass die andere Hälfte des Steuerkegels sich symmetrisch zur ersteren anordnet. Die correspondirenden Kanten sind nur um 180° versetzt, so dass

$$cd = c'd', \quad de = d'e', \quad ef = e'f.$$

Die dreifach gekröpfte Kurbelwelle hat bekanntlich drei um 120° gegeneinander versetzte Kurbeln, ebenso das Canal-

Fig. 31




stück drei um 120° gegen einander geneigte Mündungen. Die einzelnen Grössen dieser eben im Geiste verzeichneten Steuerung sind, wie wir gesehen haben, Functionen des Drehwinkels.

Es wird daraus sofort klar werden, dass die somit für einen Cylinder construirte Steuerung auch für die anderen beiden die gleiche correcte Dampfvertheilung ergiebt, nur müssen die Canäle und die Kurbeln in der richtigen Reihenfolge angeordnet sein. In Fig. 20 und 21 bewegt sich Kolben III nach oben, er hat ungefähr $0{,}a$ seines Weges zurückgelegt. Nach obigen Daten hat Kolben III unter der Wirkung des expandirenden Dampfes zu stehen. Nach Vollendung des Kolbenhubes III muss der expandirte Dampf austreten können. Fig. 22 und 29 muss demnach Canal III geschlossen, ihm die Austrittsöffnung $\beta$ zuführend, zeigen. Der Kolben I bewegt sich in Fig. 20 und 21 nach unten. Er hat sich aus der oberen Todtpunktlage um $\infty 0{,}a$ seines Kolbenweges bewegt. Nach weiterer Bewegung um $\infty 0{,}a$ des Hubes beginnt die Compression. Ist der Kolben I im unteren todten Punkte angelangt, so beginnt sein Spiel von Neuem. Fig. 22 und 29 muss somit Canal I geöffnet, ihm eine Eintrittsöffnung $\alpha$ zuführend, zeigen.

Es erübrigt noch, das Diagramm der Canalöffnungen zu verzeichnen. In Fig. 31 stellen die Abscissen den Kolbenweg in $^1/_4$ nat. Grösse, die Ordinaten die dem jeweiligen Kolbenwege entsprechenden Canalöffnungen für den Kegelschnitt $qr$, Fig. 20, 22, 23 und 29, in natürlicher Grösse dar.

### 2. Steuerung mit fixer Expansion und mit Umsteuerung.

Die Maschine habe sich im Sinne des Pfeiles $A$ bewegt, und sie befinde sich, nachdem das Dampfventil geschlossen, beim Stillstande wiederum in der Position Fig. 20 und 21. Eine einfache Drehung des Vertheilungskegels in der Richtung des Pfeiles $A$ um den Winkel $dOo_3$, Fig. 32, bewerkstelligt dann die Umsteuerung, Fig. 33. Diese Eigenthümlichkeit führte auf die Anwendung eines Mitnehmers von der Construction Fig. 34 und 35, bei welchem während der bisher angenommenen Rechtsumdrehung der Maschine die Kanten $s$ und $s'$, Fig. 35, zusammenarbeiteten. Der positive Mitnehmer $m$ gehört der Spindel $d'$ an und ist durch den Stillstand der Maschine festgehalten. Der negative Mitnehmer $n$ und das Handrad $o$ sind aus einem Stück, welches mit der Spindel $d$ des Vertheilungskegels durch einen Keil fest verbunden ist. Dreht man mittelst des Handrades $o$ den Vertheilungskegel in der Richtung des Pfeiles $A$, also im gleichen Sinne, wie sich die Maschine zuerst bewegt hat, bis in Fig. 35 $r$ und $r'$ zur Anlage kommen, so ist, wenn $\varepsilon = dOo_2$ ist, damit die Umsteuerung vollzogen. Oeffnet man nun das Dampf-Absperrventil und dreht die Maschine im Sinne des Pfeiles $B$, Fig. 33, an, so bewegt sie sich in demselben Sinne fort*); denn Kolben III, welcher zuerst, Fig. 32, unter der Wirkung des expandirenden Dampfes stand und sich nach aufwärts bewegte, kann sich nun, da der zugehörige Canal mit der Ausströmöffnung $\beta$, Fig. 33, in Verbindung gebracht ist, frei nach unten bewegen; Kolben I, dessen Canal bei der Rechtsdrehung (Position Fig. 20, 21 und 32) mit der Ausströmöffnung $\beta$ in Verbindung stand, nun aber (Fig. 33) auf kurze Zeit (ungefähr noch $0{,}a$ des Kolbenweges) geschlossen ist, ändert ebenfalls

*) Wir werden noch die Construction kennen lernen, durch welche ein selbstthätiges Angehen der Maschine erzielt wird.

Fig. 32

Fig. 33

Fig. 34

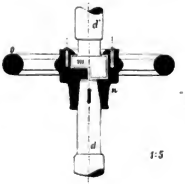
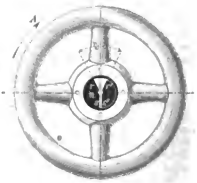


Fig. 35



Digitized by Google

seine Bewegungsrichtung und geht (saugend wirkend) nach oben.

Es erübrigt noch den Beweis zu führen, dass die correcte Dampfvertheilung bei Umsteuer-Maschinen unabhängig von der Grösse der Füllung bleibt, gleichgiltig ob die Maschine sich nach rechts oder links bewegt.

Die den Steuerkegel-Schnitten, Fig. 32 und 33, zu Grunde liegenden Daten sind folgende:

| | |
|---|---|
| Cylinder-Durchmesser | $d = 120^{mm}$ |
| Hub . . . . . | $h = 180^{mm}$ |
| Füllung . . . . . | $\varepsilon = 0{,}\varepsilon$ |
| Länge der Pleuelstange | $l = 470^{mm}$, |
| Canalbreite in der Sehne gemessen . . | $b = 13^{mm}$; |

der dieser Sehne $b$ zugehörige Kreis des Kegelschnittes hat einen Durchmesser von $100^{mm}$.

Innere und äussere Voreilung gleich Null. Wir setzen zuerst Rechtsdrehung voraus, Fig. 32. Wie oben nachgewiesen, bestimmt sich Bogen $cd$ nach der Grösse der Füllung; Bogen $cd + de$ hängt von der Bedingung ab, dass die lineare Voreilung gleich Null ist und wird dieserhalb $= 90^0$. Den Bogen $cd$ und $de$ entsprechen die gleichen, um $180^0$ versetzten Bogen $c'd'$ und $d'e'$. Ist der Steuerkegel, wie in Fig. 33, um den Umsteuerwinkel $dOa_2$ vorgedreht (die Maschine bewegt sich jetzt nach links), so vertauschen $c$ und $d$ einfach ihre Rollen; im ersten Falle ist $c$ die öffnende und $d$ die abschliessende Kante, im zweiten Falle ist $d$ die öffnende und $e$ die abschliessende Kante. Die Füllung $\varepsilon$ bleibt die gleiche, da die Grösse des Winkels, während welches Dampfeintritt erfolgt, dieselbe geblieben ist.

Die lineare Voreilung ist gleich Null, daher $dc + cf = 90^0$. Es ist aber auch $de + de = 90^0$, daraus folgt unmittelbar $de = cf$. Dem Bogen $ef$ entspricht nun $180^0$ versetzt der Bogen $c'f'$.

Wie wir sehen, construirt sich der Steuerkegel vollständig symmetrisch, und ist damit die gleiche Dampfvertheilung für Rechts- und Linksgang erwiesen.

Eine Grösse ist noch unbekannt und zwar ist es die der Compression.*)

*) Bei den Umsteuerungs-Maschinen ergiebt sich die Grösse der Compression aus dem symmetrischen Bau des Vertheilungskegels und zwar nach der jeweiligen Füllung, für welche derselbe construirt ist. Verfolgt man Fig. 32 und 33 genauer, so sieht man, dass die Grösse der Compression mit der Abnahme der Füllung wächst. Dieser Umstand empfiehlt für Umsteuerungszwecke nur die ganz kleinen Nummern mit fixer Expansion auszuführen, da, wie in der Folge gezeigt werden soll, bei den Maschinen mit variabler Expansion die Grösse der Compression unabhängig ist von der jeweiligen Füllung, mit welcher die Maschine arbeitet.

Durch Canal I (Kolbenposition Fig. 20 und 21) fand der Austritt bereits auf einem Kolbenwege statt, der dem doppelten, nach dem Bogen $b_1 a_1 e$ gemessenen Winkel (Winkel $\varphi$, Fig. 32) des Steuerkegels entspricht.

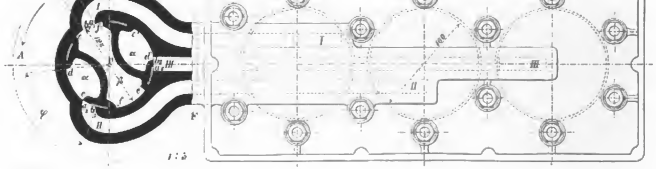
Bis zum Beginn der Compression legt die Kurbelwarze ferner noch einen doppelt so grossen Winkel $\psi$ zurück, als dem Bogen $a_1 b_1 f'$ des Steuerkegels entspricht, sodass von dem oberen todten Punkte des Kolbens I an bis zum Eintritt der Compression die Kurbelwarze einen Winkel von $2(\varphi + \psi)$ zurücklegen wird. Der diesem Drehwinkel entsprechende Compressionsgrad bestimmt sich, wie Fig. 36 zeigt, zu $\varepsilon < 0{,}\varepsilon$ des Kolbenweges. Aus Fig. 32 und 33 ersieht man, dass $\varphi' = \varphi$ und $\psi' = \psi$ ist, womit bewiesen ist, dass auch die Compression für Rechts- und Linksgang der Maschine dieselbe bleibt.

Fig. 36

### 3. Steuerung mit variabler Expansion und ohne Umsteuerung.

Fig. 1 bis 4, Tafel XXVIII, zeigt eine mit variabler Expansion ausgeführte Maschine. Die Maschine von der Steuerspindelseite, der Vertheilungskegel $E$ von oben betrachtet, zeigt, dass sich deren beide Bewegungen $A$ im umgekehrten Sinne vollziehen. Bei gewöhnlichen Umtriebsmaschinen setzen wir zur Untersuchung der Steuerung Rechtsdrehung voraus, der Vertheilungskegel dreht sich sodann von rechts nach links. Fig. 37 ist ein Schnitt $ik\,lm$ (siehe Fig. 1, Tafel XXVIII)

Fig. 37






Digitized by Google

durch das Canalstück $F$ von oben gesehen. Die schematische Fig. 38 zeigt die gegenseitige Lage und Stellung der Kurbeln 1, 2 und 3 (von der Steuerspindel aus gesehen), die der in Fig. 37 gezeichneten Canalführung entspricht; Fig. 37, 39, 40, 41, 44 und 45 stellen den Vertheilungskegel in verschiedenen Schnitten und Ansichten dar. Die vorliegende Anordnung unterscheidet sich von der früher beschriebenen nur dadurch, dass die Spindel hier nach unten geht. $\alpha\,\alpha$ sind wieder die Durchbrechungen für den Frischdampf, $\beta$ die für den Abdampf, welcher durch die Schlitze $\beta'\,\beta'$ seinen Weg ins Freie nimmt.

Fig. 38

Fig. 39

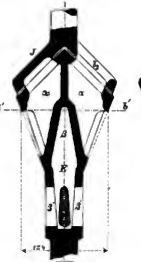


Fig. 40

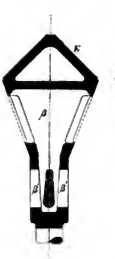


Fig. 41

Fig. 42

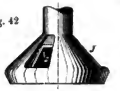


Fig. 43

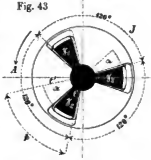
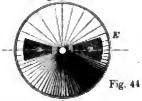


Fig. 44



1:5

Fig. 45

Der Vertheilungskegel $E$ ist für folgende Daten construirt:

| | |
|---|---|
| Cylinder-Durchmesser . | $d = 160^{mm}$, |
| Hub . . . . . | $h = 240^{mm}$, |
| Füllung . . . . . | $\varepsilon = 0{,}25$, |
| Compression . . . . | $\varepsilon_c = 0{,}35$, |
| innere und äussere lineare Voreilung . . | $= 0$, |
| Länge der Pleuelstange | $= 600^{mm}$, |
| Canalbreite (Fig. 37) in der Sehne gemessen | $a_0\,b_0 = 20^{mm}$. |

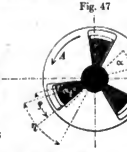
Der dieser Sehne $a_0 b_0$ zugehörige Kreis des Kegelschnittes $a'\,b'$, Fig. 37 und 39, hat einen Durchmesser von $124^{mm}$.

Fig. 39, 42, 43 und 46 stellen den Expansionskegel im Schnitt und in verschiedenen Ansichten dar; derselbe hat drei, um 120° versetzte gleiche Durchbrechungen $\gamma_1\,\gamma_2\,\gamma_3$ und ist für eine Maximal-Füllung von 0,25 construirt. In Fig. 43 ist dieser Füllung entsprechend die Stellung des Expansionskegels zum Vertheilungskegel gezeichnet (Kurbel-Stellung Fig. 38).

Durchbrechung $\alpha$ steht mit Canal II so lange in Communication, bis in Fig. 37 Kante $d$ mit $b_2$ zusammenfällt. Während der Drehung des Vertheilungskegels (der Expansionskegel steht

Fig. 46

Fig. 47



1:5

still) kann aber nur in Fig. 43 so lange Dampf durch $\gamma_2$ in die Durchbrechung $\alpha$ gelangen, bis Kante $t$ nach $t'$ gekommen ist. Die vom Vertheilungskegel zulässige Füllung ist im ge-

Fig. 48

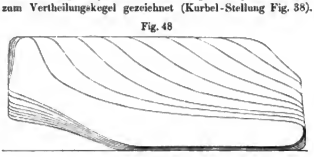
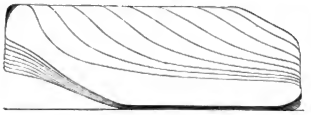


Fig. 49

Fig. 50



## Indicator-Diagramme

einer Dreicylinder-Maschine von $160^{mm}$ Cylinderdurchmesser, $240^{mm}$ Hub, 250 Umdrehungen pro Minute, bei verschiedenen Füllungen:

Fig. 48 von Cylinder I
„ 49 „ „ II
„ 50 „ „ III.

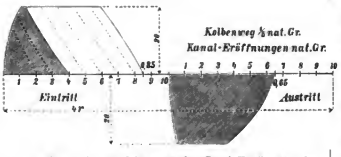
Digitized by Google

gegebenen Falle gleich der Maximal-Füllung des Expansionskegels = 0,82, mithin muss Winkel $\alpha = \psi$ sein. Aus dieser Bedingung bestimmen sich die Grössen der drei gleichen Durchbrechungen $\gamma_1 \gamma_2 \gamma_3$. Soll die Maschine z. B. mit 0,2 Füllung arbeiten, so stellt Fig. 47 die Stellung des Expansionskegels zum Vertheilungskegel dar, wenn der letztere sich in einer Stellung, entsprechend den Fig. 37 und 38 befindet. (Expansionskegel $J$ ist mittelst Handhebel oder Regulator um den Winkel $\eta$ aus der Lage Fig. 43 vorgedreht worden, und steht nun still.)

Hat sich der Vertheilungskegel um den Winkel $\varphi$ gedreht, so hört der Dampfzutritt auf, und Kolben II muss sich um 0,2 seines Weges fortbewegt haben ($\varphi + \eta = \varphi = \psi$).

Die den drei Cylindern einer Maschine mit variabler Steuerung entnommenen Indicator-Diagramme Fig. 48 bis 50 zeigen am deutlichsten die correcte Dampfvertheilung für die verschiedensten Füllungsgrade.

Fig. 51




In Fig. 51 ist das Diagramm der Canal-Eröffnungen für die Füllungsgrade 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8 und 0,82 verzeichnet, und zwar ist dasselbe bezogen auf den Kegelschnitt $a'b'$, Fig. 37 und 39, dessen Durchmesser 124 mm beträgt. Die Canal-Eröffnungen sind in nat. Grösse, der Kolbenweg in ½ nat. Grösse gezeichnet. Ist der Vertheilungskegel für 0,82 Füllung construirt, beträgt die vom Expansionskegel zulässige Maximal-Füllung ebenfalls 0,82, so geht die Maschine ohne Umdrehen in jeder Lage selbstthätig an, man braucht nur den Expansionskegel in Position Fig. 43 zu bringen und das Dampf-Ventil zu öffnen. Ist Fig. 37 die der Kurbelstellung Fig. 38 entsprechende Stellung des Vertheilungskegels, und ist in diesem Moment die Kante $t''$ des Expansionskegels über $t'$ des Vertheilungskegels hinaus vorgedreht, so erfolgt Stillstand der Maschine. Diese beiden letzten Eigenschaften sind besonders für Umsteuermaschinen von sehr grossem Werthe.

### 4. Steuerung mit variabler Expansion und mit Umsteuerung.

Wie bei der Maschine ohne Expansion ist auch hier die Umsteuerung durch eine einfache Drehung des Vertheilungskegels*) um den Winkel $d\,O\,b_2 = \varphi$, Fig. 37 und 52, bewerkstelligt. Kante $d$ des Vertheilungskegels kommt nach $b_2$, und da $\varphi = \psi$, kommt nach vollzogener Drehung $t'$ nach $t''$ (Fig. 53). Nun gilt von der Drehung im Sinne des Pfeiles $B$ dasselbe, wie von der Drehung im Sinne des Pfeiles $A$. Bei Verminderung der Füllung wird der Expansionskegel im entgegengesetzten Sinne von $B$ verstellt, während er zuerst im entgegengesetzten Sinne von $A$ verstellt werden musste. Stellung Fig. 43 und Fig. 53 ist die neutrale Stellung des Expansionskegels, welche für Rechtsgang und Linksgang der Maschine 0,82 Füllung ergiebt.

Die Füllung des Vertheilungskegels und die Maximalfüllung des Expansionskegels sind für 0,8 des Kolbenweges construirt (Fig. 52 und 53). Dieser Füllung des Vertheilungskegels entspricht bei Umsteuer-Maschinen (woron man sich an der Hand der gegebenen Daten leicht überzeugen kann) ein Compressionsgrad von 0,3.

Bei Umsteuer-Maschinen wird, wie oben nachgewiesen,

$$cd = c'd' = ef' = e'f$$

und $$ed = e'd' = cf = c'f'.$$

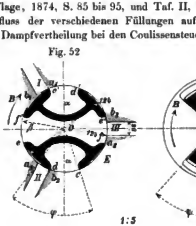
Der sich hier ergebende Compressionsgrad von 0,3 genügt bei einer ganz geringen Reduerung der Tourenzahl, die im I. Theile dieser Abhandlung angestellte Bedingung zu erfüllen, und andererseits liefert 0,8 Füllung gerade die Grenze, bis zu welcher die Maschine in jeder Lage selbstthätig angeht.

Der Beginn der Compression ist, wie Fig. 51 zeigt, vollständig unabhängig von der Veränderung der Füllung durch den Expansionskegel, und ist somit bewiesen, dass der Uebelstand, der bei Umsteuer-Maschinen mit fixer Expansion auftritt, dass nämlich die Abnahme der Füllung eine Zunahme der Compression bedingt, hier nicht vorhanden ist.

Zum Schlusse sei noch die Frage aufgeworfen: Welchem Umstande ist die Lösung dieser immer gleich correct bleibenden Steuerung zu verdanken?

Der Ausschluss aller hin- und hergehenden Bewegungen für das Steuerorgan, d. h. die directe Uebertragung der rotirenden Bewegung der Kurbelwelle auf das Steuerorgan durch ein Paar conische Räder, bedingt nicht nur allein die überraschende Einfachheit, sondern sichert auch für die Folge die immer gleich correct bleibende Dampfvertheilung. Ein Vergleich dieser Steuerung mit denen von Breval, Polonceau, Farcot, Gninotte, Meyer, Napier, Rankine u. A., mit den sinnreichsten Bewegungsmechanismen der Coulissensteuerungen von Stephenson, Gooch, Allan-Trick, Heusinger v. Waldegg und Pius Fink lässt die Vortheile derselben unschwer erkennen. Gestattet diese für reine Umtriebszwecke construirte Steuerung eine nach oben viel weiter gehende Grenze der Füllungen, geschieht ausserdem das Oeffnen und Schliessen der Canäle viel präciser, so ist sie, besonders für Umsteuerzwecke construirt, den Coulissensteuerungen überlegen. Die Coulissensteuerungen geben bekanntlich innerhalb nur sehr geringer Grenzen bei Veränderung der Füllung eine annähernd richtige Dampfvertheilung. Es sei hier an die bekannten Locomotiv-Diagramme erinnert. (Recht deutlich führt uns Professor Dr. Gustav Zeuner in seinen Schieber-Steuerungen, vierte verbesserte und vermehrte Auflage, 1874, S. 85 bis 95, und Taf. II, Fig. 8 und 10, den Einfluss der verschiedenen Füllungen auf die Aenderung in der Dampfvertheilung bei den Coulissensteuerungen vor.) Ganz

Fig. 52 Fig. 53




*) Die Construction der Umsteuerklaue geschieht nach demselben Princip wie unter 2. entwickelt. Der Umsteuerwinkel ist abhängig von der Grösse der Füllung, siehe Fig. 4, Taf. XXVIII.



Digitized by Google

abgesehen von den verschiedenen Arten der hier aufgeführten Steuerungen, ist die in der Folge gleichbleibende Dampfvertheilung stets davon abhängig, dass kein todter Gang in den Charnieren eintritt, während bei der Drehschiebersteuerung die Veränderung der Steuerung nur durch die Abnutzung in den Zähnen des conischen Räderpaares beeinflusst wird. Sind die Zähne wirklich um 1 bis 2 mm abgenutzt, so kann dies noch keine im Indicatordiagramm bemerkbare Aenderung hervorbringen.

Giebt man sich nicht der Illusion hin, hiermit eine universelle Maschine geschaffen zu haben, sondern verwendet man sie nur für die der Natur der Maschine zugewiesenen Zwecke, so werden bald alle Vorurtheile, welche auf Grund so vieler unzweckmässig construirter Dreicylinder-Maschinen bestehen, schwinden. Der Hinweis auf die zweckmässigste Verwendung der Dreicylinder-Maschinen in der Praxis soll den Gegenstand einer später zu veröffentlichenden, besonderen Arbeit bilden.

## Ueber unterirdische Wasserhaltungsmaschinen.

Von **Carl Hilt**, Bergdirector in Kohlscheidt.

(Vorgetragen in der General-Versammlung des Aachener Bezirksvereines vom 5. Mai 1880.)

(Hierzu Tafel XXIX und XXX.)

Am 7. Mai 1873 habe ich hier einen Vortrag über unterirdische Wasserhaltungsmaschinen gehalten (Zeitschr. XVII, Heft 7, S. 436 ff.), an welchen ich in sehr vielen Punkten anknüpfen kann, wenn ich es heute unternehme, über die weitere Entwickelung dieser für den Bergbau hochwichtigen Frage einige weitere Mittheilungen zu machen.

In den sieben Jahren, welche seitdem verflossen sind, haben sich die unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen, namentlich bei uns in Deutschland, sehr vermehrt, und weisen auch die Verhandlungen des Ingenieurvereines fast in allen Jahrgängen wichtige und interessante, diesen Gegenstand behandelnde Mittheilungen auf.

Es ist nicht meine Absicht, in eine auch nur annähernd erschöpfende Behandlung des Gegenstandes unter Berücksichtigung alles dessen einzutreten, was darüber veröffentlicht wurde oder sonst zu meiner Kenntniss gekommen ist, sondern ich möchte heute nur die wesentlichsten Resultate der Versuche mittheilen, welche ich selbst in den letzten Jahren mit solchen Maschinen angestellt habe, wobei sich vielfach Gelegenheit finden wird, Vergleiche zu ziehen. Einige besonders wichtige Punkte, wie namentlich die Ventilfrage, gedenke ich nur flüchtig zu berühren, um darauf später in einem besonderen Vortrage ausführlicher zurückzukommen.

Im Jahre 1873 wurde von mir constatirt, dass in England die unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen in zwei Hauptarten ausgeführt werden, nämlich: 1) Als Maschinen mit rotirender Bewegung und langsamem Gange, 2) als direct wirkende horizontale Dampfpumpen ohne Rotation.

Die Verbreitung der ersteren war damals eine verhältnissmässig noch beschränkte für den unterirdischen Betrieb und ist es auch geblieben, weil nicht nur die Herstellung der dafür erforderlichen Maschinenräume, sondern auch die Handhabung der schweren Stücke in denselben sehr schwierig und kostspielig ist, und wirklich keine durchgreifenden Vorzüge dieser unterirdisch aufgestellten Maschinenkolosse von den oberirdischen Wasserhaltungsmaschinen vorhanden sind. Wenn man nichtsdestoweniger auch bei uns in Deutschland in einzelnen wenigen Fällen sich zu solchen Anlagen entschlossen hat, so werden dieselben nach meiner festen Ueberzeugung nicht viel Nachahmung finden.

Die rasch arbeitenden Dampfpumpen ohne Rotation (Universalpumpen) hatten sich damals bei uns wie in England mit überraschender Schnelligkeit zu verbreiten angefangen, weil sie in der Anschaffung ungemein billig sind, und auch deren Aufstellung wenig Kosten und Umstände verursacht. Aber schon damals machte ich auf deren grosse Mängel aufmerksam, und heute werden dieselben wohl nur mehr für ganz untergeordnete Zwecke verwendet, für vorübergehende Anlagen, kurz nur in solchen Fällen, wo die hohen Betriebskosten wenig in Betracht kommen.

Es führten mich diese Betrachtungen im Jahre 1873 zu folgendem Schlusse: Es ist hiernach klar, dass, wenn die unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen in der That sich allgemein verbreiten und die kostspielige Anlage der über Tage aufgestellten grossen Maschinen mit theuren Gestängen ganz verdrängen sollen, dieselben die Vorzüge der beiden bisher angewandten Hauptsysteme für unterirdische Maschinen verbinden müssen, nämlich die rationelle Construction und den ökonomischen Betrieb der rotirenden Maschinen, und die Einfachheit und compendiöse Aufstellung der Universalpumpen.

Diese Erwägungen waren die Veranlassung, dass auf der Grube Langenberg eine nach solchen Grundsätzen construirte Maschine im Jahre 1872 in Betrieb kam, über welche ich in dem Vortrage vom 7. Mai 1873 nähere Mittheilungen machte.

Seitdem sind sieben Jahre verflossen, in welcher Zeit auf dem Gebiete des Maschinenbetriebes im Allgemeinen und speciell auch der Wasserhaltungsmaschinen sehr grosse Fortschritte gemacht worden sind, und wird daher die Mittheilung nicht ohne Interesse sein, dass nicht nur die im Jahre 1872 aufgestellte Maschine noch heute im Betriebe ist, sondern dass mit ihr in demselben Maschinenraume zusammen noch zwei weitere Maschinen laufen, von genau gleicher Construction und genau gleichen Dimensionen, wovon die letzte vor etwas mehr als einem Jahre in Betrieb gekommen ist.

Es ist dies wohl der beste Beweis dafür, dass man mit den Resultaten nicht unzufrieden war; aber in viel höherem Grade geht dies doch noch aus der Thatsache hervor, dass in diesem Augenblicke auf den verschiedenen Gruben der „Vereinigungsgesellschaft“ nicht weniger als 15 solcher Maschinen in Betrieb sind, die sich von den Langenberger Maschinen fast nur durch die nach den Zuflüssen der einzelnen Anlagen wechselnden Dimensionen unterscheiden. Auf mehreren Schächten besorgen sie allein die Wasserhaltung, auf anderen mindestens vorzugsweise, während die älteren, über Tage aufgestellten Maschinen meist nur mehr zur Reserve dienen. Indessen darf man deshalb nicht annehmen, es wären im Laufe der Jahre keine Erfahrungen gemacht und danach Verbesserungen an den Maschinen eingeführt worden. Es ist dies im Gegentheil in recht ausgedehntem Maasse der Fall gewesen; aber es hat sich vor Allem herausgestellt, dass die allgemeine Anordnung, wie sie von vornherein gewählt worden

Digitized by Google

war, den besonderen Rücksichten, welche bei der Aufstellung unter Tage zu nehmen sind, so vollständig entspricht, dass hieran in der That keine wesentlichen Aenderungen nöthig erschienen. Die nach und nach eingeführten Verbesserungen beziehen sich also nur auf einzelne Theile und sind dabei insbesondere folgende aufzuführen.

Das von Anfang an angestrebte Ziel, eine möglichst gute Condensation ohne besondere Luftpumpe zu erzielen, wurde durch verschiedene Einrichtungen erreicht, am besten durch den mir patentirten Condensator, von welchem ich hier im vorigen Jahre eine Beschreibung gab, und welcher jetzt an fünf unserer unterirdischen Maschinen bereits ausgeführt ist. Derselbe ergiebt ein Vacuum bis zu 560$^{mm}$ im Condensator, resp. 320$^{mm}$ im Dampfcylinder, und hat sich bei dem jetzt bereits dreijährigen Gebrauche nach allen Richtungen gut bewährt.

Mit den Pumpenventilen wurden nach und nach vielerlei Versuche gemacht und recht schätzbare Erfahrungen über dieselben gesammelt, welche ich mir vorbehalte, einmal im Zusammenhange mitzutheilen, sobald dieser Gegenstand wird zum Abschluss gekommen sein, was jetzt nicht mehr lange dauern wird.

Die Dampfmaschinen hatten ursprünglich alle Meyer'sche Expansion, welche mittelst eines Handrädchens verstellbar ist. Versuche mit der vom Centrifugalregulator controlirten Becker'schen Präcisions-Schiebersteuerung ergaben so günstige Resultate, dass diese an den grösseren Wasserhaltungsmaschinen jetzt noch nachträglich eingerichtet wurde, was unter Beibehaltung der Dampfeylinder möglich war. Es wird hierdurch nicht nur der Vortheil erzielt, dass die Maschinen immer mit der möglichst kleinsten Cylinderfüllung arbeiten, sondern vor Allem auch, dass die Geschwindigkeit stets eine bestimmt vorgeschriebene, den localen Verhältnissen entsprechende ist. Durch den Touren wechselapparat ist es nämlich möglich, die Geschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen wechseln zu lassen, z. B. zwischen 45 und 65 Touren pro Minute. In der Regel wird dieser Apparat bei uns jetzt so gestellt, dass die hier in Rede stehenden grösseren Maschinen 55 Touren pro Minute machen. Im Nothfalle kann man sie bis auf 65 Touren steigen lassen, was dann aber nicht willkürlich durch den Wärter, sondern auf Anordnung der Betriebsbeamten und mit der nöthigen Vorsicht geschieht. Die unbedingte Controle, unter welcher die Maschinen nunmehr durch den Regulator stehen, gestattet es, einem Wärter mehrere Maschinen anzuvertrauen, resp. wenn man aus anderen Gründen zwei Wärter in der Maschinenkammer lassen will, diesen zugleich noch eine andere Arbeit zu übertragen, ohne irgend etwas für die Maschinen befürchten zu müssen. Dieser letztere Zweck lässt sich allerdings auch durch einen auf eine Drosselklappe wirkenden Regulator erreichen, wie dies thatsächlich bei mehreren unserer kleineren Maschinen der Fall ist. Natürlich ist diese Einrichtung weniger ökonomisch im Betriebe, wenn auch billiger in der Anlage.

Es ist nicht meine Absicht, auf die Details der Maschinenconstruction näher einzugehen*), vielmehr möchte ich nun zunächst eine Anzahl von Pumpen- und Maschinendiagrammen vorführen und dann über die Betriebsresultate nähere Mittheilungen machen, woran sich endlich noch einige allgemeine Betrachtungen gleichsam von selbst anreihen werden.

*) Wir sind durch das freundliche Entgegenkommen der Herren Gebrüder Meer, Maschinenfabrik und Eisengiesserei in M.-Gladbach, in den Stand gesetzt, den Vortrag des Hrn. C. Hilt durch die Zeichnungen der unterirdischen Wasserhaltungsmaschine ergänzen zu können, welche die genannte Firma auf der diesjährigen Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf ausgestellt hatte. Die vorliegende Construction ist, abgesehen von den einzelnen Massen, im Wesentlichen genau dieselbe, welche Hr. Hilt hier behandelt.

Die auf Taf. XXIX und XXX dargestellte unterirdische Wasserhaltungsmaschine mit der Steuerung, Patent Fr. Becker in M.-Gladbach, und mit dem Condensator, Patent C. Hilt in Kohlscheidt, hebt bei 500$^{mm}$ Cylinderdurchmesser, 120$^{mm}$ Plungerdurchmesser und bei 700$^{mm}$ Hub pro Stunde (50 Touren pro Minute) 45$^{cbm}$, resp. (65 Touren pro Minute) 58$^{cbm}$ Wasser auf eine Höhe von 300$^{m}$; — bei 140$^{mm}$ Plungerdurchmesser unter sonst gleichen Verhältnissen 61, resp. 80$^{cbm}$ Wasser auf dieselbe Höhe.

Die Becker'sche, vom Regulator beeinflusste Patent-Flachschiebersteuerung, auf Taf. XXX in grösserem Massstabe dargestellt, gestattet bei der eigenthümlichen Theilung der auf dem Rücken des Grundschiebers auslaufenden Canäle (Neigung gegen die Horizontale unter 30°) durch eine geringe Verschiebung des ähnlich gestalteten Expansionsschiebers, senkrecht zu seiner Hin- und Herbewegungsrichtung, grosse Variationen in den Cylinderfüllungen. Das Gewicht des Expansionsschiebers ist durch ein im Schiebergkasten angeordnetes Gegengewicht abbalancirt. Die Hin- und Herbewegung des Expansionsschiebers erfolgt direct von seinem Excenter aus, und es ist der äussere Steuerungsmechanismus so eingerichtet, dass die zur Drehung der Expansionsschieberstange erforderliche Arbeit nicht vom Regulator, sondern vom Excenter verrichtet wird. Dem Regulator fällt nur die Aufgabe zu, die Richtung und Grösse dieser Verdrehung zu bestimmen, die stets nur während der Umkehr der Schieberbewegung und auch stets während eines einzigen Schieberwechsels ausgeführt wird. So lange sich in den Belastungsverhältnissen und demnach in der Geschwindigkeit der Maschine keine Aenderungen vollziehen, findet zwischen dem Regulator und der Expansionsschieberstange kein Zusammenhang statt. Erreicht wird dieses durch einen auf die Expansionsschieberstange aufgeschobenen Schneckengang, welcher sich zwischen zwei entsprechend gestalteten Schraubenknaggen hin- und herbewegt. Letztere sitzen an einem vom Regulator beeinflussten Bügel, dessen Drehachse die Längsachse der Expansionsschieberstange ist, in einer solchen horizontalen Entfernung von einander, dass die Expansionsschieberstange in jeder ihrer Drehungslagen ihren vollen Hub ungehindert ausführen kann. Erst durch eine Verdrehung des Bügels (Hebung oder Senkung durch den Regulator) stösst der Schneckengang der Expansionsschieberstange am Ende ihres Hubes gegen diesen oder jenen Schraubenknaggen und verdreht dadurch Ersteren in der einen oder anderen Richtung.

Den Condensator, Patent C. Hilt, ebenfalls auf Taf. XXX in grösserem Maassstabe dargestellt, finden wir in dem vom Erfinder im Aachener Bezirksvereine früher gehaltenen Vortrage (Wochenschrift 1878, No. 52, S. 441) ausführlich behandelt. Es möge hier genügen, auf jenen Vortrag hingewiesen zu haben.

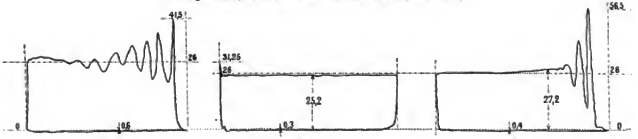
Ebenso können wir wohl auf eine Beschreibung der ganzen Wasserhaltungsmaschine verzichten, da sich dieselbe durch die Zeichnungen selbst erklärt.

D. Red.

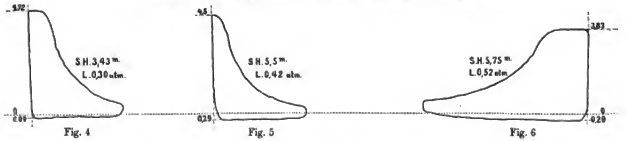
Pumpendiagramme haben wir seit dem Jahre 1878 zu nehmen angefangen. Die ersten ergaben ein nicht sehr befriedigendes Arbeiten der Ventile, wie dies z. B. das Diagramm Fig. 1 zeigt, welches über dem Saugeventil einer der Langenberger Pumpen genommen wurde, die bei 160$^{mm}$ Plungerdurchmesser und etwa 55 Doppelhüben pro Minute das Wasser auf 260$^{m}$ direct zu Tage heben. Man sieht, dass infolge verspäteten Schlusses des Saugeventils ein heftiger hydraulischer Stoss in der Pumpe eintrat, und dass in der Druckperiode auch noch ganz bedeutende Druckschwankungen herrschten, obgleich die grösseren Schwankungen, welche das Diagramm zeigt, wohl nur Folge des auf die Indicatorfeder geübten heftigen Stosses waren. Allmälich sind wir, namentlich durch bessere Construction und ganz geringen Hub der Ventile, dahin gelangt, recht schöne Pumpendiagramme zu

Digitized by Google

## Pumpendiagramme von Grube Langenberg.




## Maschinendiagramme von Grube Langenberg.




erhalten, wie Diagramm Fig. 2 von Langenberg*) und die Diagramme Fig. 7 und 8 von Kämpchen, sowie Fig. 11 und 12 von Königsgrube zeigen. Aber die Diagramme Fig. 3, 13, 14 zeigen, wie durch Kleinigkeiten der Gang der Pumpen auch bei zweckmässiger Construction sofort sehr gestört werden kann. Bei Fig. 3 zu Langenberg war die den Schluss des Saugeventils beschleunigende Feder gebrochen, bei Fig. 13 und 14 zu Königsgrube konnte das Saugewasser nicht rasch genug folgen, weil die Löcher des Saugekorbes zum Theil verstopft waren**). Anstatt des Federschlusses wenden wir jetzt Gewichtsbelastung bei den Saugeventilen an, welche bei dem geringen Hube von 3 bis 4 mm sich sehr gut bewährt.

Die Maschinendiagramme von Langenberg und Kämpchen zeigen, wie bedeutende Expansion sich bei cincylindrigen unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen anwenden lässt, und wie der mir patentirte Strahlcondensator arbeitet. Die Diagramme Fig. 4 und 5 von Langenberg sind an einer Maschine genommen, welche mit der durch den Centrifugalregulator beeinflussten Becker'schen Präcisions-Schiebersteuerung arbeitet. Diagramm Fig. 4 entspricht einer Saugehöhe von nur 3,4 m und liefert daher eine Leere von nur 0,30 Atm. im Condensator, von 0,09 Atm. im Cylinder; bei Diagramm Fig. 5 hatte man die Saugehöhe bis auf 5,5 m zunehmen lassen, wobei die Leere im Condensator 0,42 Atm., im Dampfcylinder 0,39 Atm. betrug, und die Füllung von 0,3 auf 0,11 zurückging, während die Maschine unverändert die Normalgeschwindigkeit von 52 Touren, auf welche sie bei diesen Versuchen gestellt war, behielt.

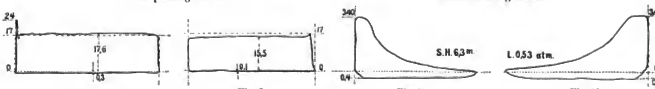
Die Diagramme, welche infolge ungünstiger Aufstellung

*) Bei allen diesen Pumpendiagrammen ist die Spannung in Atmosphären eingeschrieben und die der Druckhöhe des Wassers entsprechende theoretische Normalspannung durch eine besondere Linie angegeben.

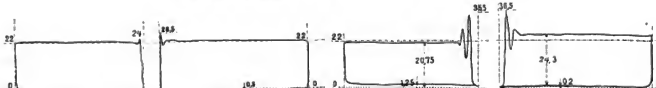
**) Die positive Saugeverlaufslinie ist hier wohl durch eine andere Unregelmässigkeit entstanden. D. Red.

## Grube Kämpchen.

Pumpendiagramme. Maschinendiagramme.




## Pumpendiagramme von Grube Königsgrube.




Digitized by Google

des Indicators verkürzt erscheinen*), zeigen, wie rasch der Dampf bei diesen geringen Füllungsgraden condensirt wird. Diagramm Fig. 6 ist an derselben Maschine genommen, während sie mit stärkeren Plungern arbeitete und daher einen höheren Füllungsgrad beanspruchte. Man sieht, dass zwar auch hier der Dampf noch gut condensirt wird, aber doch nicht so rasch, als in dem ersten Falle. Die Diagramme Fig. 9 und 10 sind an einer Maschine zu Kämpchen genommen, welche mit etwas grösserer Saugehöhe arbeitet, nämlich $6{,}3^{m}$, und wobei das Wasser nur auf eine absolute Höhe von $170^{m}$ gehoben wird. Hier ergiebt sich im Cylinder schon eine Leere von über $0{,}4$ Atm.

Bedenkt man, dass diese Condensatoren keine Betriebskraft absorbiren, nicht nur sehr billig in der Anlage sind, sondern auch wegen des vollständigen Mangels von beweglichen Theilen sehr wenig Unterhaltungskosten veranlassen, so werden diese Resultate schon als ganz befriedigende bezeichnet werden können.

Bei drei unserer Anlagen haben wir sorgfältige Versuche über den Dampf- und Kohlenverbrauch für die Wasserhebung mit unterirdischen Maschinen angestellt, welche folgende Resultate ergeben haben:

Auf der Anlage zu Langenberg heben drei unterirdische Maschinen von ganz gleicher Construction, welche in einer Maschinenkammer aufgestellt sind und aus einer gemeinsamen Dampfleitung von $160^{mm}$ lichtem Durchmesser gespeist werden, die Wasser auf $260^{m}$ Höhe zu Tage. Die Maschinen arbeiten bald mit Plungern von $160^{mm}$, bald mit solchen von $170^{mm}$ Durchmesser, indem je nach den Wasserzugängen die einen oder die anderen eingebaut werden. Mit den schwächeren Plungern kann jede Maschine etwa $1900^{cbm}$ Wasser in 24 Stunden zu Tage heben, mit den stärkeren etwa 2150, wobei auf eine mittlere Tourenzahl von 66000 pro 24 Stunden gerechnet ist (55 Touren pro Minute bei 22 Stunden effectiver Betriebszeit). Es ist zu bemerken, dass diese Tourenzahl im Durchschnitt ganzer Jahre sich erreichen lässt, und dass wir öfter in ganzen Monaten mehr als 70000 Touren pro Tag und Maschine hatten. In der Regel brauchen jetzt nur zwei Maschinen zu gehen, so dass stets eine in Reserve steht, da im Durchschnitt jetzt nur $3600^{cbm}$ pro Tag oder $2{,}5^{cbm}$ pro Minute zu heben sind, während in nassen Perioden 4500 bis $5000^{cbm}$ gehoben wurden. Seit Monaten schwankt der Kohlenverbrauch dieser Anlage zwischen $3{,}1$ und $3{,}3^{kg}$*) pro Stundenpferdestärke. Da aber von denselben Kesseln ausserdem eine Fördermaschine und eine Sägemaschine gespeist werden, so wurde am 21. April die eine Kesselbatterie von sieben Einflammrohrkesseln mit einer Heizfläche von $252^{qm}$ und einer Rostfläche von $12{,}6^{qm}$ allein mit den unterirdischen Maschinen verbunden. Die Resultate des Betriebes sind in der nachfolgenden kleinen Tabelle zusammengestellt:

| Gehobene Wasser. | | | | Stunden-pferde-stärken | Kessel. | | | | Verbrannt wurden | | | | | | Verdampft wurde Wasser | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Masch. II | Masch. III | Zusammen in 144 Stunden | pro Minute | | Zahl | Betriebs-stunden | Verdampf-fläche | Rostfläche | rohe Kohle | ausgeschr. Kohle | pro Kessel und Stunde roh | pro Kessel und Stunde ausgeschr. | pro Stunden-pferdestärke roh | pro Stunden-pferdestärke ausgeschr. | im Ganzen | pro Kessel u. Stunde | pro Kilogr. Kohlen roh | pro Kilogr. Kohlen ausgeschr. |
| cbm | cbm | cbm | cbm | | | | qm | qm | kg | kg | kg | kg | kg | kg | kg | kg | kg | kg | kg |
| 10600 | 11200 | 21800 | 2,359 | 20993 | 7 | 1008 | 252 | 12,6 | 96220 | 67600 | 95,45 | 67,1 | 4,5 | 3,2 | 652000 | 646,8 | 6,8 | 9,6 |

Man sieht daraus, dass in dieser Zeit der Kohlenverbrauch sich auf $3{,}2^{kg}$ pro Stundenpferdestärke stellte, somit von dem Resultate, welches für die ganze Anlage constatirt worden war, sich nicht wesentlich unterschied. Es wurden pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde verdampft $\frac{652000}{252 \cdot 144} = 18^{kg}$ Wasser und pro Quadratmeter Rostfläche und Stunde verbrannt $\frac{96226}{12{,}6 \cdot 144} = 53^{kg}$ Kohle, was für das angewandte Brennmaterial ($^3/_4$ Anthracitkohle und $^1/_3$ hiesige magere Flammkohle) schon viel ist, so dass der Betrieb der Kessel ein relativ forcirter war. In der That wurden früher wiederholt beim Betriebe von elf solcher Kessel und wenig stärkerer Leistung der unterirdischen Maschinen nur $2{,}6$ bis $3{,}1^{kg}$ Kohlen verbraucht.

Zu Kämpchen arbeiten zwei kleinere Maschinen, die pro Tag (24 Stunden) 2000 bis $2500^{cbm}$ Wasser auf eine Seigerhöhe von $170^{m}$ heben. Dieselben haben bei einem während neun Tagen durchgeführten Versuche unter Anwendung von drei Einflammrohrkesseln $4{,}7^{kg}$ Kohle und bei einem zweiten neuntägigen Versuche unter Anwendung von nur zwei solcher Kessel $5{,}3^{kg}$ Kohle pro Stundenpferdestärke Nutzeffect verbraucht. Es zeigt auch dieser vergleichende Versuch, wie unzweckmässig es ist, die Kessel stark zu forciren.

Endlich wurden zu Voecart noch recht viele Versuche gemacht, wo eine einzige Maschine mit einer Leistungsfähigkeit von 1000 bis 1200 pro Tag auf eine Seigerhöhe von $180^{m}$ hebt. Hier gelang es nicht, unter $6{,}0^{kg}$ Kohle pro Stundenpferdestärke Nutzeffect herunterzukommen, und ging der Verbrauch bei schwacher Leistung der Maschine, die im Durchschnitt nur etwa 600 bis $750^{cbm}$ Wasser zu heben hat, auf $7{,}0$ bis $7{,}5^{kg}$ hinauf.

Der Vergleich dieser Zahlen ist höchst interessant. Während also die Maschinen zu Langenberg nur $2{,}6$ bis $3{,}2^{kg}$ Brennmaterial pro Stundenpferdestärke Nutzeffect verbrauchen, steigt der Verbrauch zu Kämpchen auf $4{,}7$ bis $5{,}3^{kg}$ und zu Voecart sogar auf $6{,}0$ bis $7{,}5^{kg}$.

Weder in der Pumpeneinrichtung noch in der Construction, resp. dem Zustande der Maschinen kann der Grund dieser grossen Unterschiede liegen. In dieser Beziehung haben die sorgfältigsten Untersuchungen und Ermittelungen stattgefunden, und ergiebt sich dies ja auch schon aus den vorstehend mitgetheilten Diagrammen. Allerdings arbeitet die Maschine zu Voecart etwas ungünstiger; aber dies konnte doch nur einen kleinen Mehrverbrauch an Dampf von höchstens 10 bis 15 pCt. bedingen.

Die Erklärung der grossen Verschiedenheit liegt allein in den ungleichen Wärmeverlusten in den Dampfleitungen, wie nachstehende Angaben beweisen werden. Zu Langenberg hat die Dampfleitung einen lichten Durchmesser von $160^{mm}$,

*) Sämmtliche Holzschnitte zeigen die Diagramme etwas über die Hälfte verkleinert. D. Red.

*) Da wir je nach der stärkeren oder schwächeren Beanspruchung der Kessel sehr ungleichwerthiges Brennmaterial verbrauchen, und zwar in der Regel die geringsten Kohlensorten, so sind alle Angaben auf aschenfreie Kohlen reducirt.

Digitized by Google

einen mittleren äusseren Durchmesser von 200$^{mm}$*). Wenn zwei Maschinen gehen, so werden im Mittel pro 24 Stunden 3600 Stundenpferdestärken an wirklichem Nutzeffect in dem gehobenen Wasser entwickelt, wenn drei Maschinen laufen, für den ganzen Tag höchstens 4500 bis 4800; aber in einzelnen Stunden steigt der Nutzeffect auf 225 Pfdst., was für 24 Stunden 5400 Stundenpferdestärken ergeben würde. Es ist der Querschnitt dieser Leitung 201$^{qcm}$, der Umfang 62,8$^{cm}$ und die ganze Abkühlungsoberfläche auf 300$^{m}$ Länge also 188$^{qm}$. Somit kommt zu Langenberg auf jeden Quadratcentimeter Querschnitt der Dampfleitung ein Nutzeffect von 18 bis 27 Stundenpferdestärken pro Tag und auf jeden Quadratmeter Abkühlungsoberfläche von 19 bis 28 Stundenpferdestärken pro Tag.

Zu Kämpchen hat die Dampfleitung 110$^{mm}$ lichten Durchmesser und 150$^{mm}$ mittleren äusseren Durchmesser; somit einen Querschnitt von 96$^{qcm}$, einen Umfang von 47,1$^{cm}$ und bei einer Totallänge von 230$^{m}$ eine Abkühlungsoberfläche von 108$^{qm}$. Der Nutzeffect der beiden durch sie gespeisten Maschinen ist pro Tag von 24 Stunden 1300 bis 1500 Stundenpferde. Hier kommen also

auf den Quadratcentimeter Querschnitt der Dampfleitung 13 bis 15,5 Stundenpferde pro Tag,

auf den Quadratmeter Abkühlungsoberfläche der Dampfleitung 12 bis 14,5 Stundenpferde pro Tag.

Zu Voccart endlich hat die Dampfleitung einen lichten Durchmesser von 85$^{mm}$, einen mittleren äusseren Durchmesser von 120$^{mm}$, somit einen Querschnitt von 57$^{qcm}$, einen Umfang von 37,7$^{cm}$ und bei einer Totallänge von 230$^{m}$ eine Oberfläche von 86$^{qm}$. Die dadurch gespeiste Maschine entwickelt einen Nutzeffect von 450 bis 700 Stundenpferdestärken pro Tag und kommen also hier

auf den Quadratcentimeter Querschnitt der Dampfleitung 8 bis 12 Stundenpferde,

auf den Quadratmeter Abkühlungsfläche der Dampfleitung 5 bis 8,0 Stundenpferde.

Nun ist es klar, dass der Verlust durch Abkühlung des Dampfes um so grösser sein wird, je ungünstiger das Verhältniss zwischen Nutzleistung und Abkühlungsfläche ist. In dieser Beziehung verhalten sich die betrachteten drei Anlagen wie 19 : 12 : 5, d. h. es müssen die Abkühlungsverluste zu Kämpchen $^{12}/_{19}$ von denen zu Langenberg sein, und zu Voccart sogar $^{12}/_{5}$ von denen zu Langenberg. Haben wir zu Langenberg 15 pCt. Abkühlungsverluste durch Dampfleitung, so würden diese zu Kämpchen auf 21 pCt. und zu Voccart auf 57 pCt. steigen, wenn die dortige Maschine sehr schwach in Anspruch genommen ist, resp. auf 36 pCt. bei ihrer Maximalleistung. Ohne Zweifel werden diese Zahlen durch die mehr oder weniger gute Einhüllung der Dampfleitungen sehr beeinflusst, aber sie zeigen doch, wie unter sonst gleichen Umständen sich so die grossen Verschiedenheiten im Kohlenverbrauche sehr einfach erklären. Hiernach wird man verstehen, wie es vorkommen kann, dass man mit unterirdischen Maschinen stellenweise ganz unglaublich schlechte Resultate erhalten hat.

Die Langenberger Leitung, obgleich die längste von den drei beschriebenen, giebt weitaus die besten Resultate; aber auch diese ist noch nicht mustergiltig. Einmal ist die Einhüllung noch mangelhaft, und ausserdem ist dieselbe ebenfalls für den Betrieb zweier Maschinen noch zu weit. Bei drei Maschinen entspricht sie besser, was schon aus dem viel günstigeren Brennmaterialverbrauche bei gleichzeitigem Betriebe von drei Maschinen hervorgeht. Nehmen wir an, dass pro Stundenpferdestärke reiner Nutzleistung 25$^{kg}$ Wasserdampf nöthig seien und bei 5 Atm. Spannung (absolut) 9,0$^{cbm}$, so würden bei einer Leistung von 3600 Stundenpferdestärken pro Tag durch die Dampfleitung geführt werden müssen 34920$^{cbm}$ Dampf oder pro Secunde 0,404$^{cbm}$. Bei einem Querschnitte von 201$^{qcm}$ ergiebt dies eine Geschwindigkeit von 20$^{m}$ pro Secunde, welche selbst bei gleichzeitigem Betriebe von drei Maschinen erst auf 30$^{m}$ steigt. Es ergiebt sich hieraus, dass man selbst unter Berücksichtigung der langen Leitung den Durchmesser recht wohl noch geringer hätte greifen können, natürlich unter der Voraussetzung, dass im Schachttiefsten ein hinreichend grosser Dampfsammler vorhanden ist, und wird ohne Zweifel bei Berücksichtigung dieser Verhältnisse der Nutzeffect der unterirdischen Maschinen noch wesentlich verbessert werden können.

Absolut betrachtet sind die Verluste durch Abkühlung des Dampfes aber doch nicht so bedeutend, als es auf den ersten Blick erscheinen könnte, weil dieselben einmal vorzugsweise bei den kleineren Maschinen eintreten, deren Nutzleistung ja überhaupt nicht gross ist, und weil dieselben in der Regel, und dies ist gerade bei uns der Fall, fast vollständig wieder nutzbar gemacht werden können, nämlich für die Wetterführung.

Die Maschinen zu Langenberg erfordern jetzt pro Tag 3,2 . 3600 = 11520$^{kg}$ Kohlen. Gehen hiervon infolge der Abkühlung des Dampfes auch 15 pCt. verloren, so macht dies pro Tag etwa 1800$^{kg}$ aus, wofür man aber einen ausziehenden Wetterstrom von 450 bis 520$^{cbm}$ pro Minute ohne alle Kosten erhält. Es ist klar, dass bei Anwendung einer besonderen Wettermaschine nicht nur das gleiche Brennmaterialquantum nöthig wäre, sondern ausserdem noch manche Ausgaben für Löhne und Materialien, ganz abgesehen von den Kosten der Verzinsung und Amortisation einer besonderen Anlage.

Die Maschine zu Voccart verbraucht bei einem Consum von 6,5$^{kg}$ Kohle täglich etwa 3300$^{kg}$ Kohlen. Ist hier die Abkühlung etwa das Mittel der oben berechneten Grenzwerthe oder 47 pCt., so würden hierdurch 1550$^{kg}$ Kohle verloren gehen, wofür man aber ebenfalls einen Wetterstrom von 230 bis 270$^{cbm}$ erzielt.

Vergleichen wir aber die bisher mitgetheilten Ergebnisse mit denen der Wasserhaltungsmaschinen, die einen möglichst geringen Kohlenverbrauch haben, so ergiebt sich Folgendes:

Eine oberirdische Maschine, welche unter möglichst günstigen Verhältnissen arbeitet, kann wohl auf 1,6$^{kg}$ verbrauchte Kohle pro Stundenpferdestärke Nutzleistung heruntergebracht werden, doch dürfte diese Zahl im wirklichen Betriebe nur selten erreicht werden. Legen wir dieselbe zu Grunde, dagegen bei unterirdischen Maschinen die Langenberger Zahl von 3,2$^{kg}$, obgleich diese sich durch Verminderung des Durchmessers der Dampfleitung und bessere Einhüllung derselben noch ansehnlich wird reduciren lassen, so ergeben sich die Kosten für Brennmaterial bei einem Einheitspreise pro Tonne Brennmaterial

| | 4 | 6 | 8 | 10 ℳ, |
|---|---|---|---|---|
| loco Kesselhaus von . . | | | | |
| für oberirdische Maschinen | 0,64 | 0,96 | 1,28 | 1,60 ₰, |
| für unterirdische Maschinen | 1,28 | 1,92 | 2,56 | 3,20 ₰. |

Nehmen wir ferner an, dass die Anlagekosten incl. Pumpen, Gestänge etc. sich bei oberirdischen Maschinen pro Pferdestärke mittlerer Nutzleistung zu 750 ℳ, bei der unterirdischen

*) Natürlich ohne die Umhüllung zum Schutze gegen die Wärmeverluste.

Digitized by Google

Anlage zu 250 ℳ berechnen, und dass in beiden Fällen bei 6000 Stunden effectiver Arbeitszeit pro Jahr die Verzinsung und Amortisation mit 15 pCt. erfolgen solle, so ergiebt dies pro Stundenpferdestärke $\frac{750 \cdot 15}{6000} = 1{,}87$ ₰ für die oberirdische und $\frac{250 \cdot 15}{6000} = 0{,}63$ ₰ für die unterirdische Maschine, somit für letztere weniger 1,24 ₰.

Die Ausgaben für Wartung und Unterhaltung hängen ungemein von den localen Verhältnissen ab und lassen sich daher schwer vergleichen. In den meisten Fällen werden dieselben für unterirdische Maschinen wesentlich niedriger sein, als für oberirdische, namentlich bei tiefen Schächten, weil die Schachtpumpen und Gestänge mit der sehr umständlichen und kostspieligen Ueberwachung und Unterhaltung ganz wegfallen.

Setzen wir diese Kosten aber nur gleich, so sehen wir, dass durch die Ersparniss von 1,24 ₰ pro Stundenpferdestärke in den Kosten der Verzinsung und Amortisation der Mehrverbrauch an Brennmaterial noch vollständig aufgewogen wird bis zu einem Preise von 8 ℳ pro Tonne Kohle loco Verbrauchsstelle. Erst wenn der Preis noch höher wird, ein Fall, welcher für Kesselkohle überhaupt nicht leicht eintreten dürfte, könnte sich der Vortheil auf die Seite der oberirdischen Maschinen neigen. Dabei ist zu bemerken, dass in dieser Berechnung auf die grossen indirecten Vortheile gar keine Rücksicht genommen ist, welche die rationelle Anwendung der unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen bietet.

Als solche sind folgende hervorzuheben:

Zunächst bietet deren Anwendung die Möglichkeit, auch bei beschränktem Schachtraume die Wasserhaltung ohne irgend welche Störung der bestehenden Einrichtungen fast in jedem beliebigen Maasse zu verstärken, da die Pumpen ebenso wie die Maschinen nicht in, sondern neben den Schacht zu stehen kommen, und weil sowohl die Steigerohre als die Dampfleitungen nicht nur relativ sehr geringe Durchmesser erhalten, sondern auch ohne jeden Nachtheil in sonst nicht zu verwerthenden SchachtTheilen aufgestellt, auch wenn es nöthig ist, von einer Seite zur andern geführt werden können.

Wegen der Möglichkeit, leicht und rasch durch Aufstellen neuer Maschinen die Wasserhaltung zu verstärken, kann man bei einer Neuanlage durchaus rationell verfahren und brauchen dieselben nicht grösser construirt zu werden, als dem wirklichen momentanen Bedürfnisse entspricht, während bei oberirdischen Maschinen meistens die Anlage grösser als nöthig ausgeführt wird, weil deren nachträgliche Verstärkung mit grossen Schwierigkeiten verbunden und oft unmöglich ist.

In vielen Fällen wird man unterirdische Maschinen auf einer vorhandenen Stollensohle ausgiessen lassen können, wie z. B. bei mehreren unserer Gruben so 60 bis 70 m in der Wasserhebung gespart werden. Für oberirdische Maschinen kann man von diesem Vortheil fast nie Gebrauch machen, weil es sonst an Wassern für die Condensation fehlt, und begeht man dann in der Regel den Fehler, dass man die ganze Maschinenleistung als reinen Nutzeffect berechnet, während doch bei dieser Rechnung die Höhe über der Stollensohle abgezogen werden müsste.

Weiterhin ist es fast in allen Fällen möglich, die Wärme, welche durch die Condensation des Dampfes in der Schachtleitung, sowie durch den Betrieb der Maschinen in der unterirdischen Maschinenkammer frei wird, für die Wetterführung der Grube nutzbar zu machen. Thatsächlich beruht jetzt fast auf allen unseren Gruben die Wetterführung lediglich auf der Benutzung der erwärmten Wasserhaltungsschächte für den ausziehenden Wetterstrom. Namentlich da, wo Neuanlagen gemacht werden, ergeben sich bei dieser Benutzung auch nicht die geringsten Schwierigkeiten, weil dann die combinirten Wasserhaltungs- und Wetterschächte, resp. Schachttrümmer nur zwei Röhrentouren von verhältnissmässig kleinem Querschnitte und gar keine bewegten Maschinentheile enthalten und sich sowohl unter als über Tage verhältnissmässig leicht und gut isoliren lassen.

Dabei ist der gleiche Vortheil vorhanden wie bei Wetteröfen, dass nämlich der Wetterstrom unabhängig ist von dem Betriebe, resp. den Stillständen einer Maschine, während doch andererseits alle Gefahren der Wetteröfen vermieden werden. Es ist klar, dass hiermit nicht nur eine grosse Ersparniss in der Anlage, sondern ebenso gut auch im Betriebe verbunden ist. Der grösste Nachtheil der unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen, nämlich die Condensationsverluste in der Dampfleitung, fällt hierdurch vollkommen weg, und dürfte es nicht fraglich sein, dass in allen Fällen, wo auf solche Art Wasserhaltung und Wetterführung combinirt werden können, dies die billigsten Anlagen ergiebt, sowohl für die erste Einrichtung, als für den Betrieb.

Für Neuanlagen entsteht hieraus der ganz ausserordentlich grosse Vortheil, dass man getrennte Schächte, resp. Schachttrümmer für Wetterführung und Wasserhaltung nicht herzustellen braucht, was einen vermehrten Querschnitt der für den ausziehenden Wetterstrom disponiblen Schächte oder Schachttrümmer ohne Vermehrung der Kosten ergiebt und hierdurch der so wichtigen und vielfach noch so sehr vernachlässigten Ventilation sehr zu gute kommt.

Gegenüber diesen mannigfaltigen Vortheilen darf doch aber auch das Bedenken nicht unerörtert bleiben, welches man gewöhnlich gegen die Anwendung unterirdischer Maschinen äussern hört, dass nämlich durch unerwartete Wasserzugänge und Betriebsstörungen an den Maschinen diese unter Wasser treten können. Thatsächlich kann dies aber doch nur eintreten, wenn man es versäumt hat, die Maschinen hiergegen in geeigneter Weise sicher zu stellen. Dieses letztere kann aber wohl in allen Fällen ohne erhebliche Kosten geschehen. Wenn nicht schon die vorhandenen Reserven, sowie die Grösse des Sumpfes eine genügende Garantie gewähren, so ist die Maschinenkammer so einzurichten, dass sie zwar mit dem Wasserhaltungsschachte in Verbindung bleibt, von den übrigen Grubenbauen aber leicht und sicher abgesperrt werden kann, z. B. durch Dammthüren. Auch die Wetterführung erleidet hierbei keine Unterbrechung, falls der ausziehende Wetterstrom erst in der stets höher gelegenen Wettersohle in den Schacht geführt wird.

In der Regel aber kommen Betriebsstörungen von längerer Dauer bei unterirdischen Maschinen gar nicht vor. Wenn man die Wasserhaltung so einrichtet, dass dieselbe mindestens durch zwei, oder in wichtigen Fällen durch drei ganz gleich construirte und in einer Maschinenkammer aufgestellte Maschinen bewirkt wird, so ist es leicht, alle wichtigen Theile in Reserve zu halten, so dass dieselben bei übrigens zweckentsprechender Construction in unglaublich kurzer Zeit eingewechselt werden können. Da man ferner die Geschwindigkeit zwischen 40 und 65, ja 70 Touren nach Belieben wechseln lassen kann, so liegt schon hierin eine grosse Reserve. Aber es giebt noch ein anderes Mittel, wodurch es immer möglich wird, wenn von drei Maschinen eine ausser Betrieb ist, deren Arbeit den beiden anderen mit zu übertragen. Es können nämlich die Plungerdurchmesser innerhalb gewisser Grenzen



Digitized by Google

leicht verändert werden, ohne dass die Pumpenstiefel und Ventilkasten gewechselt zu werden brauchen. So haben wir für unsere grösseren Maschinen Plunger von 160, 170, 180$^{mm}$; für die kleineren solche von 120, 140, 150$^{mm}$. Das Auswechseln der Plunger kann innerhalb 2 bis 3 Stunden bewirkt werden. Werden nun für gewöhnlich die mittleren Plunger benutzt und die Verhältnisse so gewählt, dass hierbei die Maschinen am günstigsten arbeiten, so kann man bei sehr schwachen Zugängen die kleinen, bei sehr starken Zugängen die grossen Plunger einwechseln, und wird für diese beiden extremen Fälle dann immer noch ein relativ günstiges Arbeiten der Maschinen erzielen. Wie wir früher gesehen haben, beruhen namentlich bei schwachen Wasserzugängen die Hauptverluste in der dann zu bedeutenden Abkühlungsoberfläche der Dampfleitung, und ist die Frage im gegebenen Falle wohl zu erörtern, ob man bei sehr ungleichmässigen Wasserzugängen es nicht vorzieht, statt einer Dampfleitung deren zwei einzubauen und diese so berechnen, dass bei dem Drei-Maschinensystem die kleinere für eine bis zwei Maschinen ausreicht, die andere für zwei bis drei. Man kann so nicht nur den Betrieb am rationellsten führen, sondern hat für den allerdings sehr unwahrscheinlichen Fall einer grösseren Reparatur an der Dampfleitung auch die nöthige Reserve.

Für die Steigerohrleitung empfiehlt es sich ebenfalls, bei grösseren Anlagen lieber zwei Touren anzuwenden, als eine von grösserem Durchmesser. Es wird dabei an den Wandstärken so viel gespart, dass die Kosten in der Regel kaum höhere sind, und für den Betrieb bieten sie eine ungleich grössere Sicherheit. Für unsere Hauptanlage zu Langenberg sind wir von selbst zu diesem Systeme gekommen, weil die Zahl der Maschinen, die ursprünglich nur zwei war, allmählich mit den vermehrten Wasserzugängen bis auf vier vermehrt werden musste, und es doch bedenklich schien, durch eine Leitung von 160$^{mm}$ lichtem Durchmesser dauernd mehr als 3$^{cbm}$ Wasser pro Minute zu treiben. Allerdings wurden vorübergehend 4$^{cbm}$ Wasser pro Minute durch diese Leitung gepumpt, was einer Geschwindigkeit von 200$^{m}$ pro Minute entspricht, ohne dass daraus irgend welche Nachtheile erwachsen wären; aber besser wird es doch sein, 120 bis 150$^{m}$ Wassergeschwindigkeit nicht ohne Noth zu überschreiten.

Die richtige Construction und Anwendung der Windkessel ist bei unterirdischen Maschinen, wie schliesslich bei den Pumpen überhaupt, eine Sache von der allergrössten Bedeutung. Bei Anwendung mehrerer Maschinen dürfte eine Anordnung sich empfehlen, die wir ebenfalls zu Langenberg praktisch erprobt haben.

Dort steht nämlich der Hauptwindkessel im Schachte und zwar da, wo die Steigerohrleitung aus der Maschinenkammer in den Schacht übergeht. Dieser bewirkt also eine gleichmässige Bewegung der ganzen Schachtwassersäule. Um die Ungleichmässigkeiten im Pumpengange selbst und in den Verbindungsleitungen zwischen den Maschinen und der Schachtleitung auszugleichen, genügen kleine, horizontale Windkessel, die in unmittelbarer Nähe bei den Pumpen aufgestellt sind.

Aus dem Vorstehenden ergiebt sich wohl schon ohne Weiteres, aber ich möchte nicht unterlassen, dies auch noch ausdrücklich hervorzuheben, dass ich die ganze Frage nicht sowohl vom Standpunkte des Maschinentechnikers behandeln wollte, sondern von dem des Bergmannes, und wird es gut sein, in einer kurzen Schlussbetrachtung von diesem Standpunkte aus die Hauptgesichtspunkte zusammenzufassen.

Der Bergmann verlangt von einer Wasserhaltungsmaschine, dass dieselbe leistungsfähig, einfach, möglichst wenig Betriebsstörungen unterworfen und billig ist, nicht blos im Betriebe, sondern auch in der Anlage, sowie auch, dass sie den wechselnden Betriebsverhältnissen sich leicht anpasst. Dass die bei uns gebräuchlichen unterirdischen Maschinen in recht befriedigender Weise diesen verschiedenen Bedingungen entsprechen, dürfte aus den von mir angeführten Zahlen hervorgehen.

Hiermit ist natürlich nicht gesagt, dass die Anwendung solcher Maschinen sich überall empfiehlt; vielmehr erfordert die Beantwortung der Frage, welches Maschinensystem gewählt werden soll, in jedem einzelnen Falle eine eingehende Erörterung der vorliegenden Verhältnisse; aber so viel dürfte doch klar sein, dass es durchaus unzulässig ist, die unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen gegenüber den besseren sonstigen Systemen generell als nicht ökonomisch zu bezeichnen. Ich glaube, dass die oberirdischen Maschinen nur dann sich auf die Dauer behaupten werden, wenn es gelingt, ihnen einen Theil der Vortheile zu geben, welche die unterirdischen Maschinen bieten, nämlich sehr hohe Drucksätze, gleichmässige Bewegung des Wassers in den Steigerröhren, viel rascheren Gang und daher billigere Anschaffungskosten. Ich halte dies allerdings für möglich, namentlich unter Anwendung guter Windkessel und werde mir erlauben, hierüber meine Ansichten später einmal zu entwickeln.

Was die Construction angeht, so muss der Bergmann namentlich für die Aufstellung unter Tage den grössten Werth darauf legen, dass dieselbe einfach, solide und in den einzelnen Theilen darauf berechnet ist, dass der Einbau sowohl, als der Ersatz aller Haupttheile leicht und rasch vorgenommen werden kann. Schon aus diesem Grunde sind meines Erachtens sehr schwere Maschinen zu verwerfen und dies um so mehr, als die Verbindung einer grösseren Anzahl von Maschinen in einer Maschinenkammer mit gemeinsamer Wartung ganz ohne Schwierigkeit ist, geringe Kosten macht und für die Betriebssicherheit die grössten Garantien bietet. Nach meinen Erfahrungen würde ich zu keiner Maschine von mehr als 90 bis 100 Pferdestärken Nutzeffect in dem gehobenen Wasser rathen können.

Ebenso kann ich nicht zu den Complicationen der Zwillingsmaschinen oder gar Dreicylindermaschinen rathen. Dass sich bei sonst richtiger Anordnung blos durch gute Ventilconstruction und richtig bemessenem Windkessel eine sehr schöne und gleichmässige Bewegung des Wassers in den Steigerröhren erzielen lässt, beweisen die Diagramme Fig. 2, 7, 8, 11 und 12, bei denen wohl zu bemerken ist, dass immer mehrere Maschinen auf dieselbe Steigerohrleitung arbeiten. Dass für unterirdische Wasserhaltungsmaschinen die Anwendung einer guten Condensationsvorrichtung nicht nur vortheilhaft, sondern auch nöthig ist, wurde bereits betont. Dieselbe macht nie Schwierigkeit und veranlasst keine Effectverminderung durch unnöthiges Wasserheben. Der grösseren Einfachheit, sowie der Ersparniss an Betriebs- und Unterhaltungskosten wegen scheint mir ein gut eingerichteter Condensator ohne besondere Luftpumpe den Vorzug zu verdienen, wenn derselbe mindestens 0,3 bis 0,4 Atm. Leere im Dampfcylinder liefert. Dass ferner bei einer Tourenzahl von 50 bis 60 auch unter Anwendung von blos einem Cylinder ein hinreichender Expansionsgrad erzielt werden kann, ist schon an sich klar, dürfte aber nach den Diagrammen Fig. 4, 5, 6, 9 und 10 ganz unbestreitbar sein. Stets aber wird es wichtig sein, die Expansion unter die unbedingte Controle des Regulators zu stellen.

Digitized by Google

Zum Schlusse möchte ich die dringende Bitte aussprechen, dass diejenigen Herren, welche auch ihrerseits Erfahrungen über den Betrieb der Wasserhaltungsmaschinen im Allgemeinen und der unterirdischen Maschinen insbesondere gemacht haben, mit denselben nicht zurückhalten, sondern dieselben hier gleichfalls mittheilen wollen, damit wir in die Lage kommen, in dieser wichtigen Frage unser Urtheil auf ein recht umfangreiches Erfahrungsmaterial basiren zu können.

# Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung, bei Fundirungen, Baggerungen u. s. w.

Von **F. J. Weiss**, Ingenieur in Bremen.

(Schluss von Seite 519.)

## II. Beispiel.

Es werde nun noch ein Beispiel zu Aufgabe b, S. 605 gerechnet, um den Rechnungsgang auch für diese Aufgabe zu zeigen.

Diese Art Aufgaben, bei denen die Druckhöhe $h$ nicht über ein bestimmtes Maass hinausgehen kann, treten insbesondere auf bei Anlagen mit oben offenen Fallröhren, wie die in Fig. 3 skizzirte, aber auch bei Anlagen, bei welchen die Druckwasserhöhe mittelst Centrifugalpumpen erzeugt wird, weil mit diesen Maschinen auch die Druckhöhe $h$ nicht über ein gewisses Maass hinaus gesteigert werden kann.

Es sei nun gegeben:

Disponible Druckwasserhöhe . . . . . $h = 10^{m}$,
ferner sei wie bei Beispiel I $d = 0{,}16^{m}$, also . $f = 0{,}02^{qm}$,
ebenso sei die Druckwasserhöhe über Wasserspiegel $h_o = 4^{m}$,
hingegen sei nun die totale Förderhöhe nur . $H = 12^{m}$
und die Steigerohrlänge . . . . . $l = 18^{m}$.

Fragen: Welches Materialquantum $Q_s$ eines bestimmten Feinheitsgrades kann mit dieser Anlage gefördert werden?
Wie gross ist die hierzu nöthige Maschinenkraft $N$?
Wie gross ist der Nutzeffect $\eta$ der Förderungsanlage?

Der Rechnungsgang ist dann folgender: Mit gegebenem $h$ findet sich $v$ aus Gl. (18) für verschiedene Annahmen von $\lambda$; hiermit findet sich für einen bestimmten Feinheitsgrad $r$ aus Gl. (21) der Coefficient $\mu$; und hiermit $Q_s$ aus Gl. (19); $N$ und $\eta$ finden sich aus Gl. (28) und (29).

Indem wir uns auf den S. 611 ausgesprochenen Satz beziehen, dass die Maschinenkraft, somit auch der Nutzeffect, nahezu unabhängig sei vom Feinheitsgrade des Materiales, beschränken wir uns hier darauf, die Aufgabe nur für eine Art Material, nämlich für Sand, dessen Korngrösse $\delta = 0{,}3^{mm}$, durchzuführen.

Für dieses Material ist nach Tabelle I die constante Sinkgeschwindigkeit

$$a = 0{,}34^{m}.$$

Aus Gl. (18) erhalten wir die Wassergeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2g\left(\lambda - H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda\right)}{1 + \zeta + \xi\frac{l}{d}}}.$$

Damit diese Wassergeschwindigkeit einen reellen Werth behalte, muss sein

$$H\frac{\varepsilon-\gamma}{\gamma}\lambda < h$$

oder

$$\lambda < \frac{\gamma}{\varepsilon-\gamma}\cdot\frac{h}{H} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31).$$

Die Grösse des Sättigungsgrades, somit nach Früherem auch die Grösse des Nutzeffectes, ist hier also eine beschränkte. Für die Annahmen unseres Beispieles muss sein

$$\lambda < \frac{1000}{2500-1000}\cdot\frac{10}{12} \quad \text{oder} \quad < \frac{1}{1{,}8} \quad \text{oder} \quad < 0{,}556.$$

Den Nenner der Wurzelgrösse für $v$ setzen wir wieder analog Beispiel I

$$1 + \zeta + \xi\frac{l}{d} = 1 + 2 + 0{,}03\cdot\frac{18}{0{,}16} = 8{,}6,$$

hiermit

$$v = \sqrt{\frac{19{,}62\,(10 - 1{,}3\,\lambda)}{8{,}6}} = 4{,}78\sqrt{1 - 1{,}3\,\lambda}.$$

Nun können wir für $\lambda$ verschiedene Annahmen machen, doch muss $\lambda$ zwischen den Grenzen 0 und 0,556 liegen und erhalten so die folgende Tabelle.

Tabelle IV.

| Für . . . . . $\lambda =$ | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
|---|---|---|---|---|---|
| wird . . . . . $v = 4{,}75\sqrt{1-1{,}3\,\lambda} =$ | 4,30 | 3,80 | 3,30 | 2,50 | 1,50 m |
| und weil für $\delta = 0{,}3^{mm}$ $a = 0{,}34^{m}$ . . . $\frac{a}{v} =$ | 0,033 | 0,037 | 0,044 | 0,056 | 0,093 |
| hiermit . . . . . $\mu = \frac{\lambda}{\lambda + 1 - \frac{a}{v}} =$ | 0,094 | 0,171 | 0,24 | 0,30 | 0,355 |
| absolute Geschwindigkeit des Sandes $u = v - a =$ | 4,16 | 3,66 | 3,04 | 2,36 | 1,36 |
| Sandquantum pro Secunde $Q_s = \mu f(v-a) = \mu\,(v-a)\,.\,0{,}02^{qm} =$ | 0,0078 | 0,0125 | 0,0146 | 0,0142 | 0,0097 cbm |
| oder pro 10 Stunden einschl. Zwischenräume $S = \frac{2{,}5}{1{,}5}\cdot 36000\,Q_s = 60000\,Q_s =$ | 470 | 750 | 880 | 850 | 580 cbm |
| Wasserquantum pro Secunde . . . $Q_w = \frac{Q_s}{\lambda} =$ | 0,078 | 0,062 | 0,049 | 0,035 | 0,019 cbm |
| Arbeitskraft $N = \frac{1000\,Q_w\,(h + h_o)}{75} = \frac{1000\,Q_w\,.\,14}{75} =$ | 14,5 | 11,5 | 9,2 | 7 | 3,5 |
| Nutzeffect $\eta = \frac{\varepsilon-\gamma}{\gamma}\cdot\frac{H}{h+h_o}\lambda = 1{,}5\cdot\frac{12}{14}\lambda = 1{,}29\,\lambda =$ | 0,13 | 0,26 | 0,39 | 0,52 | 0,65 |



Digitized by Google

Was den Nutzeffect $\eta$ betrifft, so sieht man ihn hier auch wieder mit dem Sättigungsgrade $\lambda$ wachsen. Vergleicht man ferner die Werthe dieses Nutzeffectes mit den analogen Werthen aus Beispiel I (S. 607), so sieht man, dass er dort für gleiche Sättigungsgrade $\lambda$ durchweg grösser ist als hier, was auch Gl. (26) davon herrührt, dass bei Beispiel I die totale Förderhöhe *H* grösser vorausgesetzt war, als bei Beispiel II.

Was Förderquantum $Q$, und Maschinenkraft $N$ anbetrifft, so zeigt uns die vorstehende Tabelle, dass es für ein gegebenes Steigerohr und für eine gegebene Druckhöhe $h$ eine bestimmte Maschinenkraft (hier z. B. $N = 9{,}3$ Pferde) giebt, welche das mit der gegebenen Anlage erreichbare Förderquantum zu einem Maximum macht, ohne dass der Sättigungsgrad $\lambda$ und hiermit auch der Nutzeffect $\eta$ ihr Maximum erreicht hätten.

Um uns über die Wirkungsweise einer solchen Anlage mit beschränkter Druckhöhe klar zu werden, nehmen wir an, die dem Beispiele II zu Grunde gelegte Anlage sei nach der Skizze Fig. 3 ausgeführt, es stehe uns eine Maschinenkraft für die Förderung im Steigerohre zu Gebote von $N = 10$ Pferden, und der Sättigungsgrad $\lambda$ lasse sich durch Heben und Senken des Steigerohres reguliren.

Heben wir nun zunächst das Steigerohr, resp. lassen wir es unten wenig angreifen, so wird $\lambda$ klein, das Druckwasser wird wenig Widerstand finden, und es wird eine solche Geschwindigkeit im Steigerohre entstehen, dass im Fallrohre die Druckhöhe von $10^m$ gar nicht erreicht wird. Die vorhandene Kraft von 10 Pferden wird also nur theilweise ausgenutzt; das geförderte Sandquantum ist ein geringes. Nun senken wir das Steigerohr immer mehr in das Material hinein; dadurch wird mehr davon in das erstere eintreten, die Gemengemasse wird dickflüssiger, die Bewegung des Wassers im Steigerohre findet mehr Widerstand, wird langsamer, und dadurch hebt sich nun auch der Wasserspiegel im Fallrohre, bis schliesslich die volle Druckhöhe $h = 10^m$ erreicht ist, und damit die vorausgesetzten 10 Pferde wirklich ausgenutzt werden. Man ersieht dann aus der letzten Zusammenstellung, dass für $N = 10$, $\lambda$ zwischen 0,2 und 0,3, $Q$ zwischen 0,06 und 0,08, und dass Nutzeffect $\eta$ zwischen 0,26 und 0,39 liegt. Durch Nochmehrangreifenlassen des Steigerohres, also durch Vergrössern von $\lambda$ den Nutzeffect $\eta$ noch höher steigern, können wir nun eben darum nicht, weil dadurch die Bewegung des Wassers im Steigerohre noch mehr verlangsamt, der Wasserspiegel im Fallrohre also noch mehr steigen würde. Dies kann er aber nicht, weil eben die Fallröhre nicht höher ist; das zugepumpte Wasser würde einfach unnütz oben überlaufen und im Steigerohre die Förderung aufhören. Wir sagen sonach:

> um bei gegebener beschränkter Druckhöhe und bei gegebener Maschinenkraft (womit dann auch das Druckwasserquantum $Q$, ein gegebenes) den grösstmöglichen Effect zu erzielen, müssen wir den Materialzusatz zum Förderwasser so gross geben, dass die disponible Druckhöhe wirklich erreicht und ausgenutzt wird; d. h. wir müssen, wie schon zum Schlusse des allgemeineren Beispieles I bemerkt, die untere Steigerohrmündung so tief angreifen lassen, dass die Förderung in dem Steigerohre eben noch vor sich gehen kann.

Es geht auch hieraus wieder deutlich hervor, welche Nachtheile die früher unter Gruppe 2 aufgeführten Apparate mit sich führen, welche eine Regulirung des Materialzusatzes zum Förderwasser nicht zulassen, und wie hilflos man bei eintretenden Zufälligkeiten einem solchen Apparate gegenüber steht.

## Abschnitt IV.

## Förderung von Material mit ungleichförmigem Feinheitsgrade.

Wir haben Seite 611 gesehen, dass sich für gleiche Sättigungsgrade die nöthige Druckwassermenge und der erforderliche Arbeitsaufwand (also auch das erforderliche Wasserquantum) nahezu gleich bleiben für die Förderung von Materialien von verschiedenem Feinheitsgrade, wenn nur der letztere wieder ein gleichförmiger ist für die einzelnen Bestandtheile jedes Materiales.

Es ist hieraus zu schliessen:

> dass mit derselben Anlage, derselben Maschinenkraft, derselben Druckhöhe und demselben Wasserquantum auch Material von ungleichförmigem Feinheitsgrade gefördert werden kann, nur wird dabei der Nutzeffect etwas verringert.

Es wird nämlich in einem Gemenge aus Wasser und zu förderndem Material von einem bestimmten Sättigungsgrade feiner Sand mit grösserer absoluter Geschwindigkeit $u = v - a$ aufsteigen, als gröberer Sand oder Kies. Die kleineren Theile werden somit an die grösseren anstossen, sich an ihnen vorbeiwinden, und wird daher ein gewisser Arbeitsverlust entstehen.

Stellt man aus Beispiel I für annähernd gleiche Sättigungsgrade $\lambda$ die Werthe von $v$, $a$ und $u = v - a$ (auch vom Nutzeffect $\eta$ und vom Querschnittscoefficienten $\mu$) zusammen, so erhält man

Tabelle V.

| Für | $\lambda$ | $\mu$ | $\eta$ | $v$ | $a$ | $u = v - a$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\delta = 0{,}5^{mm}$ | 0,38 | 0,30 | 0,76 | $1{,}14^m$ | $0{,}14^m$ | $1{,}00^m$ |
| $\delta = 20^{mm}$ | 0,40 | 0,50 | 0,74 | 1,48 | 0,88 | 0,60 |
| $\delta = 100^{mm}$ | 0,42 | 0,70 | 0,68 | 2,36 | 1,93 | 0,43 |

Es würden also in diesem Falle, wenn das Material aus Steinkugeln von diesen drei Grössen $\delta$ bestünde, die feinen Sandkörner von $^1/_2{}^{mm}$ Dicke mit $0{,}40^m$ relativer Geschwindigkeit an die Kiesstücke von $20^{mm}$, und mit $0{,}43^m$ an dieselben von $100^{mm}$ Dicke stossen. Ebenso würden die Kiesstücke von $20^{mm}$ Dicke mit $0{,}17^m$ relativer Geschwindigkeit an diejenigen von $100^{mm}$ Dicke stossen*).

*) Es soll hier ein anscheinender Widerspruch gehoben werden. Aus obiger Tabelle ersieht man, dass für eine bestimmte Druckhöhe, welche für alle drei Materialsorten nahezu dieselbe ist, die Wassergeschwindigkeiten $v$, ebenso die Sinkgeschwindigkeiten $a$ für die drei Sorten sehr verschieden sind, und braucht z. B. eine Steinkugel von $100^{mm}$ Durchmesser Wassergeschwindigkeiten, die schon grösser sind als $1{,}93^m$, wenn sie überhaupt mitgenommen werden soll. Würden wir also in das Steigerohr, wenn dasselbe nur Sand von $^1/_2{}^{mm}$ Dicke (mit dem entsprechenden Wasserquantum vermischt) führte, das Wasser also mit einer Geschwindigkeit von $v = 1{,}14^m$ stiege, eine Steinkugel von $100^{mm}$ Dicke hineinwerfen, so würde diese nicht mitgehoben. Man könnte hieraus schliessen, dass unsere obige Folgerung bezüglich der Förderung gemischten Materiales falsch sei. Hierbei hätte man jedoch Eines übersehen, dass man nämlich, wenn man zu dem schon vorhandenen Sande noch die Steinkugel hinzuwirft, dass man dann den Sättigungsgrad $\lambda$ vermehrt hat. Dies darf jedoch vorausgesetzungsgemäss nicht geschehen, es muss beim Zusatz dieser Kugel dieselbe Gewichtsmenge an dem Sande weggenommen werden, damit $\lambda$ sich gleich bleibe. Dadurch entsteht dann wieder eine vergrösserte Geschwindigkeit $v$, welche eben die Kugel mitreissen wird. Allgemein wird sich die Wassergeschwindigkeit im

Digitized by Google

Der daher rührende Arbeitsverlust wird sich dadurch bemerkbar machen, dass, während jede einzelne Sorte Material bei der vorhandenen Anlage mit einem mittleren Sättigungsgrade von $\lambda = 0.40$ dem ein mittlerer Nutzeffect von $\eta = 0.72$ entspricht, gefördert werden kann, mit derselben Anlage das Gemenge aus den drei Materialsorten mit einem kleineren Sättigungsgrade gefördert werden muss, dem dann auch wieder ein kleinerer Nutzeffect entspricht. Die Hauptsache bleibt aber, dass mit einer und derselben Anlage ungleichförmiges Material überhaupt gefördert werden kann, wenn auch der Nutzeffect dabei etwas abnimmt. Es ist nämlich für durch Dampf betriebene Baumaschinen im Allgemeinen und speciell für solche, welche jeweilen nur kürzere Zeit zu arbeiten haben (wie eben die hier behandelten Apparate, insofern sie zu Fundirungszwecken dienen), im Gegensatz zu andern, stationären Maschinen der mechanische Nutzeffect, der sich nur in etwas geringerem oder grösserem Kohlenbedarf geltend macht, somit financiell nicht sehr erheblich in Betracht fällt, viel weniger wichtig, als dass die Maschine einfach, leicht, handlich, wenig reparaturbedürftig und wenig Betriebsstörungen befürchten lassend sei. In diesen Beziehungen (ausgenommen etwa die zu fürchtenden Betriebsstörungen) erfüllen aber solche hydraulischen Förderungen, gegenüber von z. B. Eimerbaggerförderungen, diese Anforderungen in grösstem Maasse.

Wenn wir z. B. aus dem Beispiel II schen, dass wir mit einer Röhre von $16^{cm}$ Durchmesser und einer Maschinenkraft von circa 9 Pferdestärken pro Stunde circa $80^{cbm}$ Sand auf $12^m$ Höhe fördern können, so müssen uns die aufgewendeten Mittel für diese Leistung, gegenüber z. B. einem Bagger, der für eine stündliche Leistung von $80^{cbm}$ schon ganz bedeutende Dimensionen annehmen müsste, so gering erscheinen, dass es gar nicht mehr in Betracht fallen kann, ob der mechanische Effect bei der ersteren Anlage das dort erreichbare Maximum wirklich erreicht oder um ein Gewisses darunter bleibt.

Es zeigt sich übrigens, dass der Nutzeffect von solchen hydraulischen Förderungen, verglichen mit Eimerbaggerförderung, sehr zu Gunsten der ersteren ausfällt.

Nehmen wir, entsprechend den Ausführungen des „deutschen Bauhandbuches" III, Seite 674, an, dass 1 Baggerpferd pro Stunde an Material $5^{cbm}$ auf circa $10^m$ Höhe fördere, und dass von der ganzen aufgewendeten Arbeit nur $\frac{4}{5}$ auf die eigentliche Hebung des Materials komme, so hebt 1 Baggerpferd pro Stunde an Material $\frac{4}{5} \cdot 5 = 4.0^{cbm}$.

Nach Beispiel II (S. 662) heben aber (wenn die hier verwendete Arbeit als „hydraulische Pferdestärken" zum Unterschiede von Baggerpferdestärken bezeichnet werden) 9.36 hydraulische Pferde pro Stunde $88^{cbm}$ Material auf $12^m$ Höhe, also 1 hydraulisches Pferd pro Stunde $\frac{88}{9,36} = 9,40^{cbm}$.

Es verhält sich somit in diesem Falle die geförderte Materialmenge

$$\text{von } \frac{1 \text{ Baggerpferd}}{1 \text{ hydr. Pferd}} = \frac{4.0}{9,40} = \frac{1}{7}.$$

Verhältniszahlen, wie die oben entwickelten, erheben keinen Anspruch auf numerische Genauigkeit; sie können aber veranschaulichen, wie im Allgemeinen solche hydraulischen Förderungen dort, wo es die Verhältnisse überhaupt gestatten, weitaus vortheilhafter wirken können, als Baggerförderungen, was sich auch in der Praxis schon durch vielfache Ausführungen gezeigt hat.

## Beobachtungsgrössen und Beurtheilung ausgeführter Anlagen.

Soll die Wirkungsweise einer derartigen in Betrieb befindlichen hydraulischen Förderung allseitig untersucht werden, so lassen sich einige Grössen direct beobachten, die übrigen maassgebenden daraus berechnen.

Direct gemessen können folgende Grössen werden:

1) Das pro Secunde geförderte Sandquantum $Q_s$. Es ist hierbei wohl zu beachten, dass dieses $Q_s$ das Materialquantum ohne Zwischenräume bedeutet. Ist $Q$ das Quantum einschliesslich Zwischenräume, $\varepsilon$ die Dichte des Materiales incl. Zwischenräume, $\varepsilon$ wie früher die Dichte der Mineralsubstanz des Materiales, so ist

$$Q_s = \frac{\varepsilon_r}{\varepsilon} Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32).$$

2) Das pro Secunde ausfliessende Wasserquantum $Q_w$. Hiermit sind dann auch die Sättigungsgrade $\lambda$ und $\psi$ bestimmt:

$$\lambda = \frac{Q_s}{Q_w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33),$$

$$\psi = \frac{Q_s}{Q_s + Q_w} = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \quad . \quad . \quad . \quad (34).$$

3) Die Korngrösse $\delta^{mm}$, resp. $r^m$. Diese setzten wir hier gleichförmig voraus, was also insbesondere bei feineren Sandsorten der Fall sein wird; bei Material von ungleichförmigem Feinheitsgrade würde sich die folgende Rechnung nicht durchführen lassen. Hiermit ist dann auch nach Gl. (7) oder (8) die constante Sinkgeschwindigkeit $a$ bestimmt:

$$a = 7,2 \sqrt{\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}} \cdot \sqrt{r} \quad . \quad . \quad . \quad (35).$$

Es lassen sich dann folgende Fragen auf Grundlage dieser gemessenen Grössen beantworten:

1) Wie gross ist die Wassergeschwindigkeit $v$ im Steigerohre? Mit $v$ ist dann auch die Geschwindigkeit $u$ des aufsteigenden Materials zu berechnen aus $u = v - a$.
2) Der wievielte Theil des Querschnittes des Steigerohres wird vom festen Material eingenommen, d. h. wie gross ist $\mu$?
3) Wie gross ist die Druckwasserhöhe $h$ am unteren Ende des Steigerohres? und alsdann hiermit
4) Wie gross ist die Arbeit $N$ und der Nutzeffect $\eta$ der Materialförderung im Steigerohre selbst?

Nach der Beantwortung der letzteren Frage kann man dann auch (vergleiche Bemerkung zu Gleichung 28) die etwa zum Lösen des Bodens u. s. w. verwendete Arbeit berechnen, indem man von der ganzen effectiv an die Förderungsanlage abgegebenen maschinellen Arbeit diejenige abzieht, die für die Förderung im Steigerohre verwendet wird.

Wäre $h$ bekannt, so wäre die Wassergeschwindigkeit $v$ nach Gl. (18)

$$v = \sqrt{\frac{2g\left(h - H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda\right)}{1 + \zeta + \zeta_1 \frac{l}{d}}},$$

Steigerohre bei ungleichförmigem Materiale fortwährend und an verschiedenen Orten auch verschieden ändern, je nachdem an einem bestimmten Orte gerade gröberes oder feineres Material gefördert wird. Druckhöhe und Wassergeschwindigkeit bleiben aber nahezu constant für denselben Sättigungsgrad $\lambda$; es hängt dies zusammen mit dem Querschnittscoefficienten $\mu$, welcher unter sonst gleichen Umständen für grobes Material grösser als für feines (siehe obige Tabelle), womit der restirende Wasserquerschnitt im ersten Falle kleiner als im letzteren; daher, da eben das Wasserquantum dasselbe bleibt, die Wassergeschwindigkeit bei grobem Material grösser wird als bei feinerem.

Digitized by Google

und hiermit

$$\mu = \frac{\lambda}{\lambda + 1 - \frac{a}{v}}.$$

$h$ ist aber eben in der Regel nicht bekannt, sondern muss berechnet werden. Es war

$$h = h_r + h_v,$$

oder

$$h = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta + \zeta_r \frac{l}{d}\right) + H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda \quad . \quad (36).$$

Hier ist $v$ nicht bekannt, da aber das erste Glied, welches eben von $v$ abhängt, gegenüber dem zweiten Gliede, das mit den gegebenen und gemessenen Grössen sofort berechnet werden kann, in der Regel sehr klein ist, so genügt es, $v$ vorläufig nur annähernd zu berechnen, was auf folgende Art geschehen kann:

Es ist die pro Secunde oben ausfliessende Gemengemasse

$$Q_v + Q_w = (v - a)\mu f + v(1 - \mu)f,$$

und hieraus

$$v = \frac{Q_v + Q_w}{f} + \mu a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37).$$

Hier ist rechts wieder Alles bekannt ausser $\mu$; da aber auch hier wieder das zweite Glied, wenigstens für feinere Materialsorten wie Sand, kleiner als das erste, so setzen wir zuerst für $\mu$ einen Näherungswerth. $\mu$ kann zwischen den Werthen 0 bis 1 schwanken. Setzen wir hierfür vorläufig

$$(\mu) = 0{,}5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38),$$

so kommt als erster Näherungswerth für $v$

$$(v) = \frac{Q_v + Q_w}{f} + \frac{a}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39).$$

Mit diesem Näherungswerthe von $v$ erhalten wir dann einen genügend genauen Werth von $\mu$ aus

$$\mu = \frac{\lambda}{\lambda + 1 - \frac{a}{(v)}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40),$$

und durch Einsetzen dieses Werthes in Gl. (37) einen genügend genauen Werth von $v$.

Setzt man diesen Werth von $v$ in Gl. (36) ein, so erhält man die Druckwasserhöhe $h$ und dann hiermit aus Gl. (28) und (29) auch die Arbeitskraft $N$ und den Nutzeffect $\eta$ der Förderung im Steigerohre.

**Genauere Bestimmung des Reibungscoefficienten $\zeta_r$.**

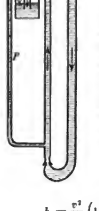
Den Reibungscoefficienten $\zeta_r$ haben wir (S. 525 und 526) derart bestimmt, dass wir angenommen, dadurch, dass das Wasser Sand u. s. w. mitführe, werde die Reibung an den Rohrwänden etwa soweit vermehrt, als dieselbe für reines Wasser durch rauhe Rohrwände vermehrt würde. Wir haben den Coefficienten auf diese Weise constant zu

$$\zeta_r = 0{,}05$$

angenommen.

Es ist nun sehr wahrscheinlich, dass dieser Coefficient insbesondere auch vom Sättigungsgrade $\lambda$ oder $\psi$ und vielleicht auch vom Rohrdurchmesser und der Förderungsgeschwindigkeit mehr oder weniger abhängig ist. Mangels uns bekannter derartigen Beobachtungen haben wir aber eben obige Annahmen machen müssen, um wenigstens annähernd richtige und übersichtliche Verfahrungsweisen zur Untersuchung und Berechnung solcher hydraulischen Förderungen zu erhalten.

Fig. 4



Es soll hier noch zum Schlusse angegeben werden, wie jeweilen für einen bestimmten Fall dieser Reibungscoefficient $\zeta_r$ direct gemessen, resp. berechnet werden kann, und wäre zu wünschen, dass Solches bei praktischen Ausführungen geschehen möchte, um eben Näheres über das Verhalten dieses Coefficienten zu erfahren.

Wir bringen zu diesem Zwecke eine Piezometerröhre $P$ an unteren Ende des Steigerohres an. Dadurch können wir die dort vorhandene hydraulische Druckhöhe $x$ direct messen. Ist dann $v$ die (nach letztem Abschnitt zu berechnende) Wassergeschwindigkeit, so ist die totale Druckwasserhöhe $h$ am unteren Ende des Steigerohres

$$h = \frac{v^2}{2g} + x \quad . \quad . \quad . \quad (41).$$

Diese Druckhöhe haben wir aber früher berechnet zu

$$h = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta + \zeta_r \frac{l}{d}\right) + H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda \quad . \quad . \quad (42).$$

Setzt man die Werthe von $h$ dieser beiden Gleichungen einander gleich, so erhält man

$$x = \frac{v^2}{2g}\left(\zeta + \zeta_r \frac{l}{d}\right) + H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda \quad . \quad . \quad . \quad (43).$$

In dieser Gleichung sind $x$, $l$, $d$, $H$ und $\lambda$ durch directes Messen, $v$ durch Berechnung bekannt, der Widerstandscoefficient $\zeta$ ist der für reines Wasser giltige, also nach den Regeln der Hydraulik auch bekannt, somit kann nun unser Reibungscoefficient $\zeta_r$ aus lauter bekannten Grössen berechnet werden:

$$\zeta_r = \left[\left(x - H\frac{\varepsilon - \gamma}{\gamma}\lambda\right)\frac{2g}{v^2} - \zeta\right]\frac{d}{l} \quad . \quad . \quad (44).$$

# Der Einsturz der Taybrücke und der Bericht der Untersuchungscommission.

Von **H. Wegele** in Berlin.

In einer früheren Abhandlung, S. 69 dieser Zeitschrift, wurde die Katastrophe, welche sich am Schlusse vorigen Jahres bei Dundee in Schottland ereignete, einer eingehenden Besprechung unterzogen.

Auf Grund der damals vorliegenden Quellen wurde der Aufbau der über drei Kilometer langen Brücke über die Taymündung beschrieben, die wichtigsten Maasse, Gewichte und Zeichnungen der Construction gegeben; auch wurde der Widerstand der Brücke in Rechnung gezogen und der Zustand des Bauwerkes nach dem Einsturz geschildert.

Diese Zeilen sollen die damaligen Mittheilungen ergänzen und zunächst nachweisen, dass der Diagonalverband der Pfeiler an und für sich viel zu schwach gewesen ist.

Dieses von Anfang an vermuthete Resultat wird in dem am letzten Juni dieses Jahres herausgegebenen Berichte der officiellen Untersuchungscommission bestätigt. Dieser Bericht bringt vieles fachlich Instructive und charakterisirt nebenbei die englischen Verhältnisse, die bei dieser Gelegenheit häufig eine falsche Beurtheilung erfahren haben, so deutlich, dass es von allgemeinerem Interesse erscheint, denselben in den wesentlichen Theilen auszuführen.

Das englische Handelsamt hatte den Wrakcommissar

Digitized by Google

Rothery, den Oberst Yolland, Oberinspector der Eisenbahnen, und den Präsidenten des Institutes der Civilingenieure Barlow mit dem Untersuchungsrichter Trayner zur Vernehmung der Sachverständigen und Zeugen abgeordnet.

Die Untersuchung wurde vom 3. Januar bis zum 8. Mai theils in Dundee, theils in London abgehalten. Nach Beendigung derselben hat die Commission dem Parlamente ihren Bericht vorgelegt.

Rothery hat sich dem Referat seiner Collegen nicht angeschlossen, sondern ein Separat-Votum abgegeben, da er es für seine Pflicht hielt, trotz der sachlichen Uebereinstimmung mit seinen Collegen eingehender zu berichten und diejenigen zu bezeichnen, welche er für die Katastrophe verantwortlich hielt.

Den beiden Referaten ist ein dickleibiger „Appendix" beigegeben, der auf 569 Seiten in Grossquart und engem Druck das ganze Zeugenverhör, ausserdem die Contracte, statischen Berechnungen und Versuchsresultate enthält.

Bei der folgenden Untersuchung über die Widerstandsfähigkeit der eisernen Pfeiler der Taybrücke sind die sich nach dem Bericht des Ingenieurs Law im „Appendix" findenden Gewichte und Dimensionen der Brückenconstruction, sowie die Grösse der Windflächen eingeführt worden; ausserdem sind die zahlreichen Mittheilungen des „Engineer" und „Engineering" berücksichtigt.

Es kam bei unserer ungenügenden Kenntniss, nicht nur des Winddruckes, sondern auch der Windfläche allein darauf an, eine relative Schwäche in der Construction nachzuweisen und damit den wahrscheinlichsten Grund der Zerstörung gefunden zu haben.

Nimmt man die gesammte Windfläche des Ueberbaues, des Zuges und des Pfeilers für eine Oeffnung zu $400^{qm}$ an, wobei auf den vorderen Träger 200, auf den hinteren 40, ebenso für den Pfeiler 40 und für den Bahnzug $120^{qm}$ gerechnet sind, was gut mit den relativ sehr genau berechneten Flächen nach Law stimmt, so erhält man für das Angriffsmoment $M_s = 1078^{mkg}$ für jedes Kilogramm Winddruck pro Quadratmeter*).

Unter Berücksichtigung der Einwirkung des Windes auf den Raddruck und den Auflagerdruck der Brücke ergiebt sich bei einem Pfeilergewicht von $106.6^t$ (nach Law) für die ganze Construction ein Stabilitätsmoment, bezogen auf den östlichen Säulenfuss, $M_t = 1635248 - 1840p$, wenn $p$ der Winddruck in Kilogramm für den Quadratmeter ist.

Hier tritt nun noch ein Moment hinzu, dessen schwierige Bestimmung eine nicht zu leugnende Ungenauigkeit in der Rechnung herbeiführt. Es lässt sich nämlich das Zuschlagsmoment, welches die Anker erzeugen, nicht aus deren Querschnitt herleiten, da sie nicht genügend fixirt waren.

Die Anker gingen nur $76^{cm}$ tief durch die beiden obersten Quaderschichten und hatten keine Ankerplatten, sondern waren nur mit einem conischen, in Cement vergossenen Kopfe versehen.

Es erscheint deshalb gerechtfertigt, nur das Gewicht des Mauerwerkes, das auf einen Anker kommt und höchstens $5^t$ betragen hat, zu berücksichtigen. (In einigen Fällen sind die Quadern mit den Ankern herausgerissen.) Es ergiebt sich sodann unter Berücksichtigung der Grundrissdimensionen ein Zuschlagsmoment von ca. $100^{mt}$.

Demnach erhält man als gesammtes Stabilitätsmoment bei einem Winddruck von $p^{kg}$ pro Quadratmeter

$$M_t = 1735248 - 1840\,p.$$

*) Hierbei sind die Angriffshöhen der resultirenden Kräfte nahezu diejenigen, welche in Fig. 9, S. 78 dieses Jahrganges der Zeitschrift, gegeben wurden.

Das Angriffsmoment $M_s$ ist nach Vorstehendem $10728\,p^{mkg}$, und es wird hiermit der Winddruck, der die starre Construction umwirft, $p = 138^{kg}$.

Da nun der Natur des Diagonalverbandes nach ein starrer Zustand des Pfeilers nicht anzunehmen ist, die Zerstörungen vielmehr selbst darauf hinweisen, dass die Diagonalen zu stark beansprucht waren, so soll die Inanspruchnahme derselben näher untersucht werden.

Die Beanspruchung der Diagonalen hat zwei Ursachen: die ungleiche Vertheilung des Auflagerdruckes auf die zwei äusseren und vier inneren Säulen und den seitlichen Winddruck.

Was die erste Art der Beanspruchung betrifft, so ergiebt sich aus der Anordnung der Auflager, dass jede der zwei äusseren Säulen das Doppelte zu tragen hatte, wie je eine der vier inneren, nämlich $97^t$ gegen $48.8^t$. Dagegen hatten die äusseren Säulen einen Querschnitt von $425^{qcm}$ gegen $348^{qcm}$ bei den inneren.

Die Folge davon ist, dass die äusseren Säulen durch den Belastungsüberschuss pro Quadratcentimeter mehr comprimirt werden als die inneren, wodurch die Diagonalen in Mitleidenschaft gezogen werden, so dass der gesammte Druck von oben nach unten hin sich gleichmässiger über alle Säulen vertheilt.

Fig. 1

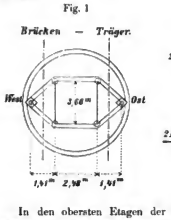



Fig. 2

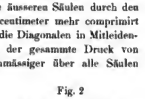
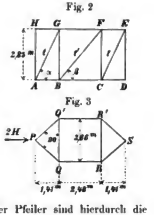



Fig. 3




In den obersten Etagen der Pfeiler sind hierdurch die Diagonalen am stärksten angespannt.

Diese Inanspruchnahme genau zu berechnen, wie es Nördling (Mémoire sur les piles en charpente métallique des grands viadues par Nördling, Paris 1864) für zwei Viaducte der Orleansbahn gethan hat, würde hier zu weit führen und für das Resultat nicht von Belang sein. Es mag bemerkt werden, dass Nördling unter ähnlichen Verhältnissen, aber für steife Diagonalen, $2.3^t$ Spannung selbst bei einer noch kleineren Differenz in den Belastungen der einzelnen Säulen erhält.

Es treten also schon durch die ungleichmässige Vertheilung des Auflagerdruckes auf die einzelnen Säulen wesentliche Spannungen in den äusseren Diagonalen auf, die durch eine andere Grundrissdisposition hätten vermieden werden können. (Siehe hierüber den Commissionsbericht.)

Für die Beanspruchung der Diagonalen durch seitlichen Winddruck bezeichne $2H = 400\,p$ den an einem Pfeiler resultirenden Winddruck bei $p^{kg}$ pro Quadratmeter, so ist die Summe der Horizontalcomponenten der Diagonalspannungen $t$ und $t'$ (Figur 2) gleich dem Winddruck. Kennt man dann das Verhältniss $v$ der Diagonalspannungen $t$ und $t'$, so kann man eine von beiden finden.

Unter Berücksichtigung der Fig. 3 ergiebt sich für den Widerstand $H_1$, den die Diagonale $AG$ in der Windrichtung bietet, $H_1 = 0{,}33\,t$. Für das Mittelfeld ist der Widerstand der Diagonalen in horizontaler Richtung $H_2 = 0{,}65\,t'$.

Digitized by Google

Für die ganze Etage ist also die Widerstandskraft gegen den Winddruck normal zur Brücke bei einer Spannung von $t$ und $t'$ in den Diagonalen

$$W = 2\,(2\,H_1 + H_2) = 2\,(0{,}8\,t + 0{,}6\,t').$$

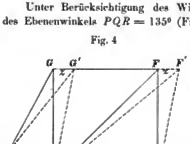
Setzt man $t = v\,t'$, so ist bei gleichem Querschnitt aller Diagonalen:

$$W = 2\,t'\,(0{,}8\,v + 0{,}6\,v).$$

Um $v$ zu finden, nimmt man an, dass die Säulenstücke $BG$ u. s. f. einer Etage eine kleine seitliche Bewegung $z$ um ihre unteren Fusspunkte machen. Die dadurch hervorgerufenen Verlängerungen der Diagonalen stellt man als Functionen von $z$ dar. Das Verlängerungsverhältniss ist von $z$ unabhängig und zugleich dasjenige $v$ der Spannungen $t$ und $t'$.

Unter Berücksichtigung des Winkels $QPQ' = 90^0$ und des Ebenenwinkels $PQR = 135^0$ (Fig. 3) wird zunächst die

Fig. 4




Verlängerung der Diagonale $BF$ (Fig. 4)

$$BF' - BF = z\,\frac{BC}{BF} \quad (1)$$

genau genug.

Um die Verlängerung von $AG$ zu finden, führt man um den Punkt $B$ einen Kugelschnitt und erhält aus dem sphärischen Dreieck $AGG'$ die Gleichung

$$\cos ABG' = \sin arc\,\mathrm{tg}\left(\frac{z}{b}\right)\cos 135^0 = -\,{}^1/_2\,\sqrt{2}\,\frac{z}{b}$$

genau genug.

Aus dem Dreieck $ABG'$ ergiebt sich dann

$$AG' - AG = AG\left(\sqrt{1 + z\,\sqrt{2}\,\frac{AB}{AG^2}} - 1\right) \quad \text{oder}$$

$$AG' - AG = \frac{AB}{AG}\cdot\frac{z}{\sqrt{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Dividirt man Gl. (2) durch Gl. (1), so erhält man

$$v = \frac{BF\,.\,AB}{AG\,.\,BC}\cdot\frac{1}{\sqrt{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Werden hier die Zahlenwerthe eingeführt, so erhält man $v = {}^5/_9$, und es ist daher $t = {}^5/_9\,t'$, oder die Diagonalen der schrägen äusseren Felder leisten nur ${}^5/_9$ von dem Widerstande der Diagonalen der Mittelfelder.

Substituirt man den Werth für $v$ in die Gleichung für den Gesammtwiderstand, so erhält man $W = 2\,t'$.

Ist $f = 10{,}5^{qcm}$ der Diagonalquerschnitt und $s$ die Beanspruchung in Kilogramm pro Quadratcentimeter, so wird $W = 21\,s$; oder durch eine Beanspruchung der Mitteldiagonale von $1^{kg}$ pro Quadratcentimeter erhält man unter Mitarbeit der seitlichen Diagonalen eine horizontale Widerstandskraft von $12^{kg}$ in der Windrichtung.

Ein Winddruck von $p_1 = {}^{21}/_{400}$ erzeugt daher einen Zug von $1^{kg}$ pro Quadratcentimeter in der Diagonale des untersten Mittelfeldes des Pfeilers.

Demgemäss wird der Winddruck pro Quadratmeter der dem Winde exponirten Fläche, welcher die Diagonale über ihre Elasticitätsgrenze ausdehnt (dieselbe zu $1400^{kg}$ angenommen):

$$p_* = \frac{1400\,.\,21}{400} = 73{,}5^{kg}.$$

Dagegen war vorstehend $p_* = 138^{kg}$ der Winddruck, der die Stabilität der starren Construction in Frage stellt. Berücksichtigt man noch die Spannung der Diagonalen in den windwärts gelegenen, äusseren Feldern durch die ungleiche Belastung der einzelnen Säulen und den Widerstand des Cements zwischen den Quaderschichten gegen Zug, so kann man mit Recht sagen, dass schon bei der Hälfte des Winddruckes, der die Pfeiler mit der Brücke als Ganzes umgeworfen hätte, die Diagonalen über ihre Elasticitätsgrenze beansprucht wurden. Ein Verhältniss, das als ein schwerer Fehler im Entwurf bezeichnet werden muss, und das sich verhängnissvoll genug erwiesen hat.

War aber einmal die Elasticitätsgrenze überschritten, so war die Gestalt des Pfeilers nicht mehr gesichert. Der stossweise auftretende Winddruck veranlasste bei dem Spielraum der Verbindungsbolzen in den Ohren der Säulen unberechenbare Vergrösserungen der Spannungen, bis die Diagonalen abgerissen wurden und der Pfeiler zusammenstürzte.

Dass die Diagonalen nicht selbst zerrissen, erscheint natürlich, da ihre Verbindungen mit den Säulen die schwächsten Punkte waren. Bei den angestellten Versuchen rissen die Ohren durchschnittlich bei 24,5 und die Diagonalen bei $26{,}3^t$ Zugkraft.

Die ungenügende Stärke des Diagonalverbandes der Pfeiler ist daher als Hauptursache des Einsturzes anzusehen.

Vergleicht man die besprochene Pfeilerconstruction mit den eisernen Pfeilern der Orleansbahn-Viaducte, so findet man dort besondere Sorgfalt auf die Verbindung der Diagonalen mit den Säulen verwendet. (Siehe hierüber das Nördling'sche Mémoire.) Bei den zuerst gebauten Viaducten von Busseau d'Ahau und Cère sind die Diagonalen mit den Horizontalbalken vernietet, die ihrerseits mit den Säulen verschraubt sind. Später war man darauf bedacht, diese Verbindungsstellen zu verstärken. Bei den Viaducten von Rouble und Bellon wurden an die Säulen Vorsprünge angegossen und an diese lange Flanschen angenietet (Fig. 5), mit welchen dann sowohl die Querbalken als auch die Diagonalen vernietet wurden. Bei vorsichtiger Arbeit gelang die Vernietung mit dem Gusseisen vollkommen.

Fig. 5

Fig. 6

Bei den Viaducten von Sioule und Neuvial dagegen wurde die Flanschenietung vermieden, indem man die Anschlussbleche in die Säulenstücke eingoss, Fig. 6. Die Bleche wurden vor dem Giessen erhitzt, indem man den hervorspringenden Theil derselben mit weissglühenden Cokes umgab. Für die Diagonalen wurden steife L-Eisen verwendet.

Bei der Reussbrücke auf der schweizerischen Nationalbahn („Allgem. Bauzeitung" 1879) sind ebenfalls L-Eisen verwendet, und der Kopf der Pfeiler ist ganz besonders durch eine Bogenconstruction verstärkt, eine Maassregel, die bei der Taybrücke ganz versäumt ist, indem die A-Träger, die auf je drei Säulen ruhen und als Lager für die Hauptträger dienen, nicht besonders miteinander verbunden sind.

Die Verwendung von schlaffen Diagonalen wird mit

Digitized by Google

Recht sowohl in englischen als auch in deutschen Zeitschriften*) als ganz verfehlt bezeichnet.

Die eingleisige Ausführung der Brücke ist aus den erheblich höheren Kosten eines zweigleisigen Baues erklärlich und erscheint nicht aussergewöhnlich. Von 23 grossen Viaducten, die Nördling a. a. O. anführt, sind nur drei zweigleisig.

Dass die Gefährlichkeit der eisernen Fachwerkspfeiler unter Einwirkung von Stürmen schon vor dem Bau der Taybrücke gewürdigt wurde, beweisen die Ausführungen Nördling's in seinem „Mémoire" (1864). Dort sagt er unter Anderem: „Der Tag, an dem sich ein Unglück ereignen wird, einerlei in welchem Lande und unter welchen Verhältnissen, wird die eisernen Gitterpfeiler, die berufen zu sein scheinen, ihre Dienste der Menschheit zu leisten, ohne Zweifel in den Misscredit bringen, in den heute die Hängebrücken gekommen sind."

Der Commissionsbericht, der den ganzen Beifall der englischen Fachpresse gefunden hat, zeigt am besten, wie in England selbst der Fall der Taybrücke beurtheilt wird.

Es erscheint genügend, den ausführlicheren Bericht Rothery's, der sachlich dasselbe sagt, wie der seiner Collegen, allein zu verfolgen.

Es ist klar, dass die darin aufgestellten Ansichten nicht in allen Fällen ganz unanfechtbar erscheinen werden.

Der Bericht beginnt mit der Geschichte des Bauwerkes. Schon bei den Vorarbeiten kam ein schwerer Irrthum vor, indem der bauleitende Ingenieur Bouch nach den angestellten Bohrversuchen durchweg festen Baugrund annahm, während sich bei der Fundirung des 14. Pfeilers herausstellte, dass von da an nur ein ca. 1$^{m}$ tiefes Conglomerat vorhanden war, unter dem sich schlechter Grund bis in grosser Tiefe vorfand. Dies Resultat gab zu einer Aenderung des anfänglichen Projectes Anlass, indem Bouch an die Stelle der vollständig massiv projectirten Pfeiler nachträglich über Wasser eiserne construirte und ausserdem einzelne Oeffnungen vergrösserte.

Aus dem früheren Bericht dieser Zeitschrift ist zu ersehen, dass die über drei Kilometer lange Brücke nach einer siebenjährigen Bauzeit und vorausgegangener Prüfung seitens des Handelsamtes im Juni 1878 dem Verkehre übergeben wurde. Ein erwähnenswerther Umstand ist auch der durch Krankheit nothwendig gewordene Wechsel der Unternehmer. Die im Bericht folgende Schilderung des Unglücks können wir als bekannt übergehen; ebenso die Beschreibung der Brücke.

Was den Zustand des Bauwerkes nach dem partiellen Einsturz betrifft, so haben sich in den massiven Fundamenten der Pfeiler keine Bewegungen gezeigt, dagegen ist die Verbindung der Eisentheile mit dem Mauerwerke sehr beschädigt. In der Pfeilerconstruction selbst sind fast alle gusseisernen Ohren der Säulen abgerissen, während die daran befestigten Diagonalen und horizontalen Querriegel fast ganz unbeschädigt blieben. Der Zug wurde in der letzten Oeffnung des ersten eingestürzten Theiles vorgefunden.

Ueber die Ursachen des Einsturzes wurden beim Zeugenverhör die verschiedensten Ansichten von den interessirten Parteien vorgetragen. Alle schreiben, ausser Bouch selbst, dem Winddruck die Zerstörung zu. Bouch dagegen glaubt, dass der letzte oder die zwei letzten Wagen entgleist sind, das Trägergitter an einer Stelle zerstört haben und so den Einsturz veranlassten. Er beruft sich dabei auf die an dem Trägergitter in der Höhe der Wagendächer constatirten, horizontalliegenden Schrammen. Bouch vertrat dabei die Ansicht, dass das Zerreissen zweier Diagonalen den Einsturz der ganzen Brücke veranlassen musste.

Dr. Pole, ein Assistent Bouch's, meinte, dass die gusseisernen Ohren infolge des Stosses brachen, den der entgleiste Zug auf den Träger und den Pfeiler ausübte. Ein anderer Assistent Bouch's, Stewart, sagt aus, seiner Ueberzeugung nach sei der Pfeiler durch eine scheerende Wirkung des Winddruckes zerstört worden. Er meinte damit die Horizontalkraft, die von der Spitze des Pfeilers nach der Basis übertragen wird.

Die meisten Ansichten der übrigen Sachverständigen gingen darauf hinaus, dass der Diagonalverband zuerst nachgegeben hat, wogegen an der genügenden Dimensionirung der Träger kein Zweifel aufgekommen ist.

Rothery stellt nun die Frage auf: „Stiess der Zug gegen das Trägergitter?" und weist die Ansicht Bouch's als hinfällig nach. Er zeigt, dass die an den Trägern nachgewiesenen Schrammen anderer Natur sein und höher liegen müssten, wenn sie durch die entgleisten Wagen vor dem Einsturz verursacht wären. Ausserdem wäre anzunehmen, dass der Locomotivführer den Dampf bei einer Entgleisung abgesperrt hätte, was nach der Stellung des aufgefundenen Reversirhebels nicht der Fall war.

Die Grösse des in Rechnung gestellten Winddruckes giebt Stewart, der unter Bouch's Leitung die Brücke berechnet hat, zu 98$^{kg}$ pro Quadratmeter an, während die gesammte Windfläche zu 3809$^{qm}$ geschätzt sei. Dagegen sagt Bouch selbst aus, er hätte den Winddruck überhaupt nicht berücksichtigt, da ihm der königl. Astronom bezüglich des Forth-Brückenprojectes mit einer Spannweite von 480$^{m}$ geschrieben hatte, nur für kleine begrenzte Flächen erreiche der Winddruck 200$^{kg}$ pro Quadratmeter, in Schottland wohl etwas mehr.

Hierunter hatte Bouch einige Quadratmeter verstanden, während der Astronom nur kleine Flächen im Vergleich zur Projection der Forthbrücke im Auge gehabt und wohl eine solche verstanden hatte, wie sie bei der Taybrücke von 75$^{m}$ Spannweite vorlag.

Nicht mit Unrecht wirft Rothery dieses Missverständniss Bouch vor, da ihm die Thatsache bekannt sein müsste, dass man in Frankreich mit 275$^{kg}$, in Nordamerika mit 250$^{kg}$ Winddruck rechne und englische Ingenieure bis 150$^{kg}$ annehmen.

Es wurde ausserdem durch Augenzeugen nachgewiesen, dass der Sturm vom 28. December v. J. bei Dundee nicht zu den aussergewöhnlichen gehörte, was schwer gegen Bouch ins Gewicht fällt. In der Folge führt Rothery aus, dass die Brücke wahrscheinlich dennoch Widerstand geleistet hätte, wenn die Ausführung eine tadellose gewesen wäre. Leider war dies nicht der Fall.

Die Qualität des verwendeten Gusseisens stellte sich zwar bei den angestellten Versuchen als ziemlich gut heraus. Die Probestücke von 6,45$^{qcm}$ Querschnitt ergaben eine Zerreissungsfestigkeit von 1430$^{kg}$ pro Quadratcentimeter. Infolge des grösstentheils verwendeten Clevelandeisens hatte das Gusseisen einen schwerflüssigen Charakter.

In den Säulen finden sich häufig Stellen, an denen das Metall matt geworden war, bevor es die Form ausgefüllt hatte, so dass lange Risse in den Seiten der Säulen blieben. Auch fanden sich Schurfe in den Säulen, die sich durch Unregelmässigkeit im Formsand gebildet hatten. Solche Stellen wurden mit einer Harzmischung verstrichen.

Die Säulen wurden häufig mit ungleichmässiger Wandstärke gegossen. Die Differenz beträgt stellenweise 19$^{mm}$.

*) „Engineer" vom 26. März 1880.
„Wochenblatt für Arch. u. Ing." No. 26.



Digitized by Google

Der Hauptfehler lag aber in den eisernen Ohren der Säulen. Es ist vorgekommen, dass die Ohren nicht voll ausgegossen wurden; man versuchte dann sie nachträglich „anzuschweissen“ (durch Giessen), eine Arbeit, die nur bei ganz besonderer Sorgfalt mit einiger Sicherheit vollzogen werden kann.

Allerdings wurde versichert, dass auf diese Weise hergestellte Säulenstücke nur zur Aufstellung der Träger benutzt worden seien.

Was die Löcher in den Ohren anbelangt, so wurde dabei der grösste Missgriff gemacht. Diese Löcher wurden eingegossen und fielen deshalb conisch aus, weil so die Werkleute leichter die Kerne entfernen können. Infolge dessen lagen die Bolzen nur auf einer Kante auf, statt eine ebene Auflagerfläche zu haben, wie es der Fall ist, wenn die Löcher cylindrisch gebohrt sind.

Dass dies ein grosser Fehler war, wurde von Bouch selbst zugegeben. Die Ohren trugen bei den Versuchen nur $^1/_3$ von dem, was sie ihrem Querschnitt nach hätten tragen sollen.

Die Bolzen, welche die Diagonalen mit den Ohren verbanden, waren $3^{mm}$ kleiner als die Löcher, und ausserdem sassen die Ohren nicht ganz an richtiger Stelle. Diese drei Dinge ermöglichten ein Spiel der Verstrebungen zwischen den Säulen.

Die Löcher in den Säulenflanschen zeigten einen anderen groben Fehler in der Ausführung. Dieselben scheinen bei den $38^{cm}$ dicken Säulen mit der Maschine gebohrt zu sein; bei den $46^{cm}$-Säulen scheint man es nicht für nöthig gehalten zu haben. Die Löcher in den Flanschen wurden hier eingegossen, fielen ebenso wie diejenigen in den Ohren conisch und unregelmässig in ihrer Stellung aus und gaben den Bolzen, die $3$ bis $6^{mm}$ schwächer waren, Spielraum. Dies war um so gefährlicher, als die $46^{cm}$-Säulen das doppelte Gewicht trugen, wie die anderen, und auch den grösseren Theil des Winddruckes aufnehmen mussten.

In der Giesserei war eine angemessene Controle nicht vorhanden. Jede Aufsicht fehlte, so dass z. B. von den Giessereibeamten selbstständig die Wandstärke der Säulen vergrössert wurde, ohne dass dies Bouch mitgetheilt wurde, eine Thatsache, die bei dadurch hervorgerufener bedeutender Erhöhung der Kosten seltsam genug erscheint.

Andere Mängel waren die Verbindung der Diagonalen durch Schraubenbolzen, statt durch Niete, und die rohe Bearbeitung der Keile in den Diagonalen. Die Horizontalstreben legten sich nicht direct gegen die Säulen, und die Λ-Träger, auf denen die Brückenträger ruhten, waren mit den $46^{cm}$-Säulen schlecht und unsicher verbunden. Kein Wunder, wenn unter solchen Umständen die Construction wenig Widerstandsfähigkeit gegen seitlichen Winddruck zeigte.

Auch die Unterhaltung der Brücke während des Betriebes liess zu wünschen übrig.

Noble, der von Bouch mit der Aufsicht betraute Beamte, hatte nur den Auftrag, die massiven Fundamente der Pfeiler zu beobachten und war mit der Behandlung von Eisenconstructionen nicht vertraut. Gleichwohl liess er aus eigenem Antrieb die schlaff gewordenen Diagonalen durch Einschieben von Eisenstückchen zwischen die Keile wieder anziehen, ohne aber dies Bouch mitzutheilen.

Schon damals erfüllten also die Diagonalen ihre Aufgabe ungenügend; durch das Anziehen derselben wurden jedoch die Säulen wahrscheinlich in einer unrichtigen Lage fixirt.

In Bezug hierauf verdient eine Aeusserung Stewart's erwähnt zu werden, Bouch's rechter Hand bei der Ausführung des Projectes. Derselbe behauptete, die Schlaffheit der Diagonalen vergrössere die Stabilität der Pfeiler, weil sie den Biegungswiderstand der Säulen in grösserer Ausdehnung zur Geltung brächte. Rothery erwiderte ihm darauf, dass ein Schiffsmast dann um so fester stehen müsse, je schlaffer seine Wanten seien.

Die vom Handelsamt bei der Eröffnung vorgeschriebene Geschwindigkeitsgrenze für die Züge auf der Brücke wurde auch überschritten, so dass schon aus diesem Grunde bei dem mangelhaften Zustande der Verbindungen eine Lockerung der Diagonalen anzunehmen ist, die wahrscheinlich schon durch vorhergehende Winde vergrössert wurde. Bei dem Sturm vom 28. Dezember trat dann eine starke Anspannung der Windstreben zwischen den inneren Säulen ein, die infolge der ungünstigen sechseckigen Grundrissform der Pfeiler, fast allein den seitlichen Winddruck aufnehmen mussten. Oh die Ohren oder die Bolzen zuerst nachgaben, lässt sich nicht entscheiden. Sobald aber eines nachgab, fielen die Säulen mit dem Winde.

Die eingestürzten Träger hilden im Flusse drei Bogen, welche von denjenigen Pfeilern ausgehen, auf welchen Expansionsvorrichtungen zwischen den Trägern angebracht waren. Diese Bogen entfernen sich aber am meisten von den Pfeilern, mit welchen die Träger fest verbunden waren. Diese Lage deutet darauf hin, dass der Bruch in der untersten Etage stattgefunden hat.

Rothery zählt dann noch die Fehler im Entwurf auf: den ungenügenden Sicherheitsgrad gegen seitlichen Druck, die geringe Sorgfalt bei der Untersuchung des Baugrundes, die schmale Basis und die runde Form der Caissons. Die letzteren hätten elliptisch sein können, um bei derselben Grundfläche dem Strome einen geringeren Widerstand und den Pfeilern eine längere Basis in der Richtung von Ost nach West zu bieten.

Auch die hexagonale Anordnung der Säulen war nicht rathsam. Die Anordnung von zwei äusseren Säulen, anstatt je einer auf jeder Seite, würde die Stabilität vergrössert haben, da die Basis verbreitert wurde. Diese Anordnung würde auch den Vortheil gehabt haben, dass, wenn eine der äusseren Säulen fiel, die ganze Brücke noch nicht fallen musste.

Diese Gründe scheint Bouch beim Bau des Beelah-Viaductes nicht gering geschätzt zu haben, denn dort sind sechs Säulen in zwei parallelen Linien quer zur Brücke angeordnet. Die vier äusseren Säulen sind dort gencigt. Bei der Taybrücke wäre es sicher angezeigt gewesen, acht Säulen an jedem Pfeiler anzuordnen. Diese Construction scheint seiner Zeit beabsichtigt worden zu sein; warum sie verlassen worden ist, scheint Rothery nicht erklärlich. Auf dem ausgeführten Caisson hätte sich leicht ein Pfeiler mit den vorgeschlagenen acht Säulen construiren lassen. Diesem Vorschlage warf Bouch vor, dass dann die äusseren Säulen auf dem Backsteinringe des Caissons, die inneren auf dem Concret gestanden hätten, während doch selbst der ausgeführte Pfeiler in seinem unteren Theil aus Ziegeln auf dem Concret des Caissons steht.

Weiterhin wäre bei der Anordnung der Säulen in zwei parallelen Linien erreicht worden, dass die Winddiagonalen, die die äussersten Säulen mit den inneren verbanden, dem Winde direct entgegen wirkten, anstatt wie in der ausgeführten Construction unter einem Winkel von 45°.

Das beste Mittel, um die Mängel der Taybrückenpfeiler klar zu stellen, schien Rothery ein Vergleich mit einem anderen, höchst sorgfältig ausgeführten Bauwerke Bouch's, dem Beelah-Viaducte (vgl. Humber, a treatise on bridge

Digitized by Google

construction). Wenn man diese Construction mit der Taybrücke vergleiche, so müsste man zu der Ansicht kommen, dass entweder die Taybrücke viel zu schwach oder der Beelah-Viaduct viel zu stark sei. Hnmber sagt, dass der letztere das leichteste und billigste Bauwerk seiner Art sei.

Bouch aber glaubte bei den viermal so grossen Oeffnungen der Taybrücke eine leichtere Construction ausführen zu können.

Der Schluss, zu dem die Commissare gekommen sind, ist, dass die Brücke schlecht entworfen, schlecht ausgeführt und auch mangelhaft beaufsichtigt war. Der Einsturz erfolgte den dem Bauwerke anhaftenden Fehlern zu Folge, welchen sie früher oder später hätte zum Opfer fallen müssen.

Für die Fehler im Entwurf wie in der Unterhaltung sei besonders Bouch zu tadeln; für die Fehler im Entwurf sei er allein verantwortlich. Daneben seien die Unternehmer für die Unzukömmlichkeiten in der Giesserei verantwortlich zu machen und die Eisenbahngesellschaft für die Ueberschreitung der von General Hutchinson anempfohlenen Zuggeschwindigkeit.

Das Handelsamt sei seinen Vorschriften nach nur in der Lage, die Brücke nach Fertigstellung zu inspiciren und zu erproben, was immerhin nur relativ eingehend und sorgfältig erfolgen könne.

Schliesslich erklärt Rothery, dass er es für seine Pflicht gehalten habe, auszusprechen, wen er für den Unfall verantwortlich halte. Ausserdem stimmt er nicht der Forderung seiner Collegen zu, dass das Handelsamt Vorschriften über die Höhe des bei Brückenberechnungen zu Grunde zu legenden Winddruckes erlassen solle. Er will das den Ingenieuren selbst überlassen.

Die englischen Fachzeitschriften, sowohl „Engineer“ als auch „Engineering“, sprechen sich sehr beifällig darüber aus, dass Rothery, indem er die Schuldigen nennt, den Stand der englischen Ingenieure in der öffentlichen Meinung und vor ihren französischen und deutschen Fachgenossen gerechtfertigt hat, die bei dieser Gelegenheit die bittersten Dinge über sie ausgesprochen hätten.

Es sei unmöglich ein schärferes, noch möchten sie hinzufügen, ein gerechteres Urtheil zu fällen. Die Darstellung des Gegenstandes sei eine meisterhafte und ein Vorbild für derartige Berichte.

Schliesslich erscheint es noch interessant zu erwähnen, dass das englische Handelsamt es selbst ablehnt, ihm weitere Aufsichtsbefugnisse zu übertragen, indem es die volle Verantwortlichkeit dem ausführenden Ingenieur überlassen will.

Die Reconstruction der Brücke ist von der North-British Eisenbahngesellschaft betrieben worden. Jedoch wurde der Vorschlag, die Brücke an der alten Stelle wieder eingeleisig aufzubauen, von der Commission des Unterhauses abgelehnt. Dies Resultat wurde durch das Vorgehen des Handelsamtes veranlasst, das trotz der intacten Fundamente nur einem zweigeleisigen Bau zustimmen will. Die Trümmer der Brücke sind grösstentheils gehoben.

Nach den neuesten Nachrichten soll die Brücke doppelgeleisig auf massiven Pfeilern und in einer um 3,5 m niedrigeren Lage nach dem Projecte des Mr. Barlow ausgeführt werden.

So wird wohl in nicht zu ferner Zeit der Missgriff eines der bedeutendsten englischen Ingenieure getilgt sein.

Wie jeder Unfall, so hat auch diese Katastrophe, so entsetzlich sie für die Betroffenen, nicht zum wenigsten für Bouch*) war, manches Gute gehabt. Sie hat nach vielen Seiten hin anregend und aufklärend gewirkt.

Die Klarstellung und eingehende öffentliche Besprechung solcher Unfälle erscheint auch für unsere Verhältnisse mustergiltig.

*) Sir Bouch, schon länger leidend, ist am 30. October d. J., 58 Jahre alt, gestorben. Sein Tod ist wohl durch sein Missgeschick beschleunigt worden.

# Referate.

## Hydraulische Motoren.

**Schwimmendes Wasserrad mit hohlen Schaufeln von G. Zeidler** in Görlitz. D. R.-P. No. 9345. Während andere Flussräder durch ihre Lagerung auf Pontons schwimmfähig gemacht sind, verdankt dieses Rad seine Schwimmfähigkeit allein der kastenförmigen Gestalt seiner Schaufeln. Die Achse dieses schwimmenden Wasserrades ist an Lagerhülsen durch Grund- und Uferanker so gehalten, dass es den Veränderungen des Wasserstandes folgen kann.

Die Radachse ist — in der Patentschrift — durch eine universal gekuppelte Welle mit einem Schöpfrade verbunden.

**Regulirung von Achsialturbinen durch Drehung des Leitapparates von J. C. Bernhard Lehmann** in Erfurt. D. R.-P. No. 10616. Während bei den früheren Anordnungen, Bd. XXIII S. 35 d. Z., die Rundschützen auf den festen Leitapparaten drehbar sind, ist jetzt umgekehrt der Leitapparat unter dem festgehaltenen Schützen drehbar gemacht.

**Drei Partialturbinen von Theodor Bell & Co.** in Krienz (Schweiz), als innere verticale Turbinen (System Schwammkrug) mit nach Aussen sich erweiternden Radprofil (System Girard) gebaut, sind im „Prakt. Maschin.-Constr.“, 1880, No. 13 und 14, gezeichnet und beschrieben.

Das Laufrad der kleinsten Turbine (a. a. O. Taf. 50, 1/3 d. w. Grösse) hat 420 mm imeren und 560 mm äusseren Durchmesser, mit 50, bezw. 90 mm lichter Radhöhe. Der einzige Leitcanal hat dagegen nur 25 mm lichte Breite, um der Ventilation wegen das Wasser ganz frei einströmen zu lassen. Die Weite der Einströmungsöffnung wird durch einen Bauchschieber regulirt. Das Rad hat 50 Schaufeln. Die Turbine kann in jeder Werkstätte aufgestellt werden, indem ein Schutzmantel das Umherspritzen des Wassers verhindert.

Eine grössere Turbine von 900 mm Durchmesser (a. a. O. Taf. 51, 1/3 d. w. Grösse) hat fünf mit einem Bogenschieber verschliessbare Leitcanäle. Bei Gefällen über 80 m ist für sehr sandhaltiges Wasser das Laufrad aus Metall anzufertigen, indem bei grosser Durchflussgeschwindigkeit Gusseisen durch Sand bald ausgefressen wird. Bei dieser Turbine ist nur der Radkörper aus Metall angefertigt. Die gusseiserne Nabe mit Armkreuz ist aufgeschraubt. Preis dieses Motors: 1800 Frc.

Die dritte Turbine (a. a. O. Taf. 55, 1/3 d. w. Grösse) von nur 255 mm Durchmesser ist ähnlich wie die vorhergehende construirt. Das Zuleitungsrohr ist ein 50 mm weites Gasrohr; auch das Abwasser kann durch eine Rohrleitung abfliessen. Die ganze Maschine, auf einer Grundplatte befestigt, nimmt einen Raum von nur 650 mm Länge und 450 mm Breite ein.

In Heft 15 bis 18 des „Prakt. Masch.-Constr.“ sind grössere Anlagen von horizontalen Achsialturbinen und eine erfahrungsreiche Abhandlung über den Turbinenbau von Ingenieur G. Meissner mitgetheilt. R. W.

## Dampfmaschinen und Kessel.

**Röhrenkessel mit gesondertem Dampf- und Wasserraum in den Siederöhren von Menck & Hambrock** in Ottensen. D. R.-P. No. 9951. Die um etwa 20° gegen den Horizont geneigten Wasserröhren (Siederöhren) sind zu einer



Digitized by Google

Gruppe neben- und übereinander gelagert und in den Ofen derart eingehaut, dass das tiefstliegende Ende eines jeden Rohres vom Feuer nicht berührt wird, um als Schlammsack zu dienen. Der mittlere Theil der Röhren bietet sich den aufsteigenden Heizgasen als eigentliche Heizfläche dar, und wird der obere, den Dampfraum enthaltende Theil von den nach unten abziehenden Gasen bestrichen.

Der erzeugte Dampf steigt durch Verbindungsröhren in einen Dampfsammler. Die Röhren einer jeden Horizontallage werden von einem gemeinsamen Verbindungsrohr aus an den unteren Enden gespeist, so dass der Wasserstand in allen Röhren ein und derselben Horizontallage gleichhoch steht. Die Verbindungsröhren stehen wieder unter sich und mit dem Dampfraume in Verbindung, jedoch sind jene Verbindungen in heberartiger Form so gestaltet, dass, von oben anfangend, die Vertheilung des Speisewassers durch Ueberlauf von je einer Horizontalschicht aus auf die nächst darunter liegende erfolgt, und jede Schicht ihren besonderen Wasserstand hat.

Nur auf den Wasserstand der untersten Rohrschicht braucht der Heizer zu achten, denn in dieser wird mehr Wasser als in jeder darüberliegenden verdampft. R. W.

**Combination von Siede- (Wasser-) und Feuerröhren an Dampfkesseln von G. Hambruch** in Berlin. D. R.-P. No. 10020. Die Wasserröhren verbinden die inneren Wände zweier getrennter Kesselkörper, und die durch die Wasserröhren concentrisch hindurchgehenden Feuerröhren verbinden dagegen die äusseren Wände der beiden Kesselkörper. R. W.

**Preisbewerbungen**, ausgeschrieben von der „Société industrielle de Mulhouse" (Bulletin 1880, S. 325), einzureichen bis zum 15. Februar 1881:

1) Die silberne Medaille und 400 ℳ für ein neues Mittel zum Messen des mit dem Dampfe aus dem Dampfkessel mitgerissenen Wassers.

In Betreff dieses Gegenstandes wird auf das „Bulletin" Jahrgang 1860 hingewiesen.

2) Die Ehrenmedaille für eine Verbesserung an den Sieder-Dampfkesseln (Chaudières à vapeur du type à bouilleurs), durch welche der grosse Verlust an durch Ausstrahlung verloren gehender Wärme derart vermindert wird, dass von dem Heizeffecte des Brennmateriales 75% nutzbar gemacht wird.

3) Die Ehrenmedaille für einen totalisirenden Watt'schen Indicator. Der Apparat soll das Diagramm einer Dampfmaschine liefern, aus welchem man allabendlich nicht nur die die mittlere Nutzspannung ausdrückende Ordinate und den durchlaufenen Weg für die ganze Arbeitsperiode, sondern Gleiches auch für einzelne Abschnitte derselben entnehmen kann.

4) Die silberne Medaille und 400 ℳ für eine von Versuchsresultaten begleitete Abhandlung über die den Schornsteinen der Dampfkessel zu gebenden Abmessungen.

5) Die Ehrenmedaille für die Anbringung einer mechanischen Heizvorrichtung an Stelle der Aufschüttung mit der Hand, für Siederkessel, wie solche im Ober-Elsass vielfach in Anwendung sind.

Unsere Quelle enthält noch erläuternde Bemerkungen zu den vorstehenden Preisaufgaben und nähere, die Bewerbung betreffende Bedingungen. R. W.

**Federregulator von Erhardt & Sehmer** in Malstatt-Saarbrücken. D. R.-P. No. 11269. Eine auf der Kurbelwelle feste Planscheibe trägt auf excentrisch und diametral zu einander stehenden Zapfen ein in sich bewegliches Gelenkwerk, dessen vier Gelenke ein Parallelogramm bilden. Die kleineren Seiten desselben sind in ihren Mitten auf jenen Zapfen drehbar und tragen auf ihren einseitig über die Gelenkecken hinausgehenden Verlängerungen je ein Schwunggewicht ($q$). Auch die beiden grossen Seiten sind über dieselben Gelenke hinaus (also in entgegengesetztem Drehsinne) etwas verlängert und mit je einem grösseren Schwunggewichte ($Q$) charnierartig verbunden. Jedes der beiden grossen Schwunggewichte ist auf die Mitte einer Blattfeder fest aufgeschoben, und sind diese Blattfedern an ihren Enden gelenkartig durch Zugstangen von regulirbarer Länge mit einander verbunden.

Der mit veränderter Umdrehungszahl sich ändernde Ausschlag der Gewichte wird von einem jener beiden kurzen Seitengelenke auf ein Excenter übertragen, um dasselbe quer zur Kurbelachse behufs Vergrösserung oder Verminderung der Excentricität zu verschieben.

Ist ein Beharrungszustand für irgend eine zwischen $n_a$ und $n_b$ (kleinst- und grösstzulässige) liegende Anzahl der Umdrehungen $n$ pro Minute eingetreten, so werden die centrifugalen Kräfte und die Spannung der Federn in einem durch eine Gleichung ausdrückbaren Gleichgewichtszustande sein. Von diesem allgemeinen Falle ausgehend, erhält man eine Gleichung für ein gewähltes $n_a$, und eine zweite Gleichung für ein gewähltes $n_b$, in welchen beiden Gleichungen unter anderen bestimmbaren Grössen das Gewicht der Massen $\frac{q}{g}$ und $\frac{Q}{g}$ als einzige Unbekannte erscheinen, die sich alsdann mit Hülfe der zwei Gleichungen finden lassen. Die Wahl von $n_a$ und $n_b$ beschränkt sich auf die Annahme des Empfindlichkeitsgrades

$$\omega = \frac{n_b - n_a}{\frac{n_b + n_a}{2}} \text{ *).}$$

$\frac{Q}{g}$ ist dann nur noch eine Function von $\omega$ und der Constanten.

Die Erfinder nehmen an: $\omega \geq 0{,}03$. R. W.

**Dampfmaschinen-Regulator von L. d'Auria.** Das „Journal of the Franklin Institute" enthält 1880, S. 266, einen Aufsatz von Professor L. d'Auria über Regulatoren für Dampfmaschinen, in welchem derselbe zu der Behauptung gelangt, dass ein astatischer Regulator, welcher so gut wie reibungslos arbeitet, eine Dampfmaschine vollständig regulirt, wohingegen ein Regulator, welcher Reibungswiderstände zu überwinden hat, besser wirkt, wenn er statisch ist.

Fig. 1

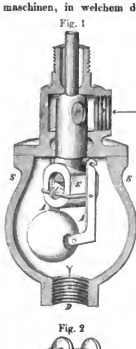



Fig. 2

Die fast vollständige Reibungslosigkeit eines Regulators hat der Verfasser durch die in den Figuren 1 und 2 dargestellte Anordnung ermöglicht. Der ganze Apparat ist bei $J$ und $D$ in die Dampfleitung eingeschaltet. Der Dampf durchströmt, bei $P$ eintretend, die hohle Regulatorachse und gelangt durch die Kammer $E$, in deren Bohrung er durch das doppelsitzige Ventil (Fig. 2) gedrosselt wird, in das Gehäuse $SS$, in welchem das Pendel $AA$ schwingt. Durch einen ∪ förmigen Bügel ist der doppeltheilige Arm mit dem Ventil verbunden; das Querstück dieses Bügels begrenzt den Ausschlag des Pendels nach der einen Seite hin, während der grösste Ausschlag durch das Aufsetzen der Ventilräder auf ihren Sitz bedingt ist.

Der Regulator ist nach der vom Erfinder a. a. O. im Märzhefte 1879 veröffentlichten Theorie als ein nahezu astatischer construirt. R. W.

## Feuerungsanlagen, Heizung und Lüftung.

**Gasfeuerung von A. Klönne** in Dortmund. Die Feuerung ist in unserer Quelle für einen Sechser-Retortenofen gezeichnet, dessen untere Retorten bis nahe an die Seitenwände gerückt sind, so dass das Scheitelgewölbe des an sich schon nicht hohen Generators und damit auch dessen Schütt-

*) Vgl. Bd. XVIII, S. 133 d. Z. und S. 141 über Federregulatoren.

Digitized by Google

öffnung über dem Fussboden des Retortenhauses zu liegen kommen. Der Generator, welcher sich durch die ganze Ofentiefe erstreckt, hat nur zwei gemauerte Stufen als Rost, unter deren unterster die Luft eintritt. Die Vorderkante der unteren Stufe ist durch ein vorgelegtes Rohr mit Wasserkühlung gegen den Angriff der Schlacken gesichert.

Im Generatorgewölbe befindet sich eine Anzahl schmaler, etwa ein Stein langer Oeffnungen, durch welche das Gas senkrecht in den Retortenofen steigt; an jeder Seite einer solchen Oeffnung führt ein flacher, auf dem Gewölbe liegender Canal die Luft senkrecht in den Gasstrom. Behufs Vorwärmung der Luft ist der letzte Feuerzug seitlich von den unteren Retorten dicht an die Ofenwand verlegt, und unter ihm hin gehen die Canäle für die Zuführung der Luft. Dabei ist die Einrichtung so getroffen, dass die Luft auf einer Seite des Generators drei, auf der anderen Seite nur zwei Canäle zu durchziehen hat, um durch die verschiedene Bewegungsrichtung die sonst stattfindenden Differenzen in der Luftlieferung der vorderen und hinteren Ausströmungscanäle auszugleichen.

Die beschriebene Einrichtung hat bisher für Leuchtgasbereitung gute Resultate gegeben und ist auch für Dampfkesselbetrieb und andere Zwecke zu benutzen. („Prakt. Masch.-Constr." 1880, S. 387.) R. Z.

**Directe Gasfeuerung von B. Hunt.** Bei dem Generator sind in dessen Seitenwänden und der Rückwand Luftkammern angeordnet, ebenso ist durch Herunterziehen der Deckenmauerung in dieser eine solche Kammer hergestellt. Der Eintritt der Luft in diese Kammern, welche sämmtlich mit einander in Verbindung stehen, erfolgt durch eine in der Vorderwand unter der Schüttplatte angebrachte Kammer mit regulirbarer Eintrittsöffnung. Die Gase entweichen vertical durch einen schmalen Schlitz nach dem Ofen und treffen hierbei mit der aus zwei horizontalen Schlitzen von der Decke und der Rückwand her zugeführten vorgewärmten Luft zusammen.

Auf der Schüttplatte liegt noch eine zweite, mit der ersten am unteren Ende durch Charnier verbundene, deren oberes Ende sich durch eine Stange mit Handgriff in der Vorderwand des Generators etwas anheben lässt, um eine geneigtere Lage derselben zu erzielen. Engl. Patent. („Engineering", 5. Novbr. 1880, S. 418.) R. Z.

**Gasofen zum Glasschmelzen von A. E. Asséat de Bouteyre.** Der Generator ist durch eine verticale Wand, welche oben eine Durchgangsöffnung hat, in zwei Kammern getheilt, in deren vorderer eine nach hinten ansteigende Treppe von Eisenplatten angeordnet ist. In den Setzstufen derselben sind verticale Schlitze für den Eintritt der Luft, und die Treppenstufen überdecken sich soweit erforderlich, um das Verstopfen dieser Löcher durch Schlacke zu verhüten. Unter der Treppe liegt die Luftkammer, welche gepressten Wind durch einen Ventilator erhält. Den Betriebsdampf für denselben, sowie den Dampf, welcher mit der Luft unter die Treppe geführt wird, liefert ein unter dem eigentlichen Glasofen liegender Röhrenkessel, welcher durch die Abhitze des ersteren geheizt wird.

Soweit die Beschreibung. Aus der Skizze scheint noch hervorzugehen, dass die Gase aus der vorderen Generatorkammer in ein, in die Scheidewand mündendes, abwärts geführtes und unten in Wasser tauchendes Rohr geleitet und dann erst aus dem oberen Theile der hinteren Kammer dem Glasofen zugeleitet werden. Englisches Patent. („Engineer", 15. October 1880, S. 297). R. Z.

**Ziegelofen von G. Wray** in Rotherfield. Ein gewöhnlicher langgestreckter Canalofen, bei welchem die Feuerung auf der Mitte der Länge, statt durch Roste oder Generatoren, auf die bei Ringöfen übliche Weise durch Einstreuen des Brennmateriales von oben erfolgt. Zu diesem Zwecke werden die Ziegel auf den Wagen mit ausgesparten Schächten aufgesetzt, welche genau unter die Schüttlöcher im Ofengewölbe zu stehen kommen. Engl. Patent. („Engineering", 29. Octbr. 1880, S. 384.) R. Z.

**Lambeth-Kachelofen von Doulton & Co.** Derselbe ist ein Schüttofen, dessen Inhalt an Brennmaterial durch entsprechende Regelung der Luftzuführung bis zu 12 Stunden ohne Erneuerung ausreichen soll. Die Feuergase werden zu besserer Ausnutzung durch mehrere horizontale Canäle geführt, ehe sie in den Schornstein gelangen. Zur Herstellung einer Zufuhr von frischer und warmer Luft ist ein mit der äusseren Atmosphäre in Verbindung stehendes Rohr vertical durch den Ofen geführt, welches unter der Decke desselben in eine mit Oeffnungen versehene Kammer einmündet. Die beiden Zwecke, langsame Verbrennung und wirksame Lüftung, dürften aber schwerlich gleichzeitig zu erfüllen sein. („Iron", 22. October 1880, S. 308.) R. Z.

**Stubenofen mit Luftheizung von W. Grotefend** in Braunschweig. Der mit Chamotte ausgesetzte Heizkasten setzt sich nach oben in einem eisernen Schachte fort, von dessen Decke aus das Rauchrohr nach dem Schornsteine geht. Dicht um die verticalen Rippen des Heizkastens und des Schachtes legt sich ein Mantel, und die so gebildeten verticalen Canäle vereinigen sich oben in einem Kasten, von welchem zwei Canäle abwärts nach dem Aschenfall geführt sind. Endlich ist noch auf dem Deckel des Schachtes ein Kasten angeordnet, welcher einerseits durch Schlitze mit dem Zimmer, andererseits durch ein Rohr mit dem Schornsteine in Verbindung steht.

Es wird nun bei Schluss des Aschenfalles die Zimmerluft in dem Mantel sich erwärmen und in den oberen Kasten steigen, von dort aber von dem Schornsteine durch die absteigenden Canäle und durch das Feuer abgesogen werden, ebenso ventilirt der Schornstein durch den zweitgenannten oberen Kasten; wo aber die Luftheizung herkommt, ist nicht ersindlich. („Baugewerkszig.", 1870, S. 598). R. Z.

**Verbesserungen an Luftheiz-Apparaten von Fischer und Stiehl.** Dieselben haben hauptsächlich den Zweck, die in neuerer Zeit an die Heizung und Ventilation von Schulen gestellten Anforderungen erfüllen zu können.

Von der Heizkammer ist durch eine Zwischendecke aus Eisenblech eine besondere obere Abtheilung abgetrennt, welche indessen mit der unteren durch eine entsprechend grosse Oeffnung in Verbindung steht. Die obere Abtheilung enthält die in reichlicher Grösse angeordneten Wasserverdunstungs-Apparate und liefert somit feuchte warme Luft, während die untere trockene warme Luft giebt. Jede Abtheilung steht durch einen besonderen, durch Klappen unabhängig von dem anderen verschliessbaren Canal mit dem aufsteigenden Canal für die warme Luft in Verbindung. Hierdurch ist es ermöglicht, diese Luft mit beliebigem Feuchtigkeitsgehalte in die Zimmer zu leiten.

Die steigenden Canäle sind ferner bis zum Boden der Heizkammer verlängert und besitzen in dem unteren Canalstücke eine Regulirklappe, um kalte Luft vom Boden der Kammer mit warmer von deren Decke beliebig mischen und dadurch die Temperatur der Heizluft modificiren zu können.

Endlich befindet sich in jedem Zimmer vor der Oeffnung eines senkrecht bis in den Keller reichenden Canales ein Doppelthermometer (August'sches Psychrometer) angebracht, welches den Wärmegrad wie den Feuchtigkeitsgrad der Luft im Zimmer anzeigt. Ihm gegenüber ist in der Canalwand eine Glasscheibe eingesetzt und dahinter im Canal ein unter 45° geneigter Spiegel angebracht, welchem im Kellergeschosse in Augenhöhe ein gleicher Spiegel entspricht. Vor letzterem ist in der Canalwand ein kleines Fernrohr eingesetzt, welches die sichere Beobachtung der weiten Gradtheilung der Thermometer bis auf 15^m Entfernung gestattet. Zur bequemeren Beobachtung haben die Füllungen der Thermometer verschiedene Färbung und sind die Scalen so angeordnet, dass die beiden Normalpunkte, entsprechend 20° bei dem trockenen und 15° bei dem befeuchteten Thermometer, also bei 55pCt. Feuchtigkeitsgehalt, neben einander liegen. Der Heizer kann also unten bequem die Thermometer beobachten und für die Einhaltung der Normaltemperatur und Feuchtigkeit Sorge tragen. Ein Canal von 25 × 50^cm nimmt bequem die Spiegel für drei über einander liegende Zimmer auf. („D. Bauztg." 1880, S. 459.) R. Z.

Digitized by Google

**Niederdruck-Dampfheizung im Männergefängnisse des Criminalgerichtes zu Mosbit** in Berlin. Die Heizung ist für Reservezelle bestimmt, deren je zwei im Dachgeschosse der vier Gebäudefügel liegen, und soll daher ein Einfrieren ausschliessen, sowie ein rasches Anheizen ermöglichen. Für die beiden zusammengehörigen Säle dient ein Apparat, zu welchem im Keller ein Ofen gehört, in dem vier gusseiserne, mit Rippen versehene Heizschlangen von $25^{mm}$ lichter Weite liegen. Die oberen Ausmündungen von je zwei dieser Schlangen sind durch einen $65^{mm}$ weiten Dampfsammler verbunden, und von diesem aus führen zwei $25^{mm}$ weite Röhren zu den Heizregistern in den Sälen, welche aus 39, bezw. $50^{mm}$ weiten Schlangenrohren hergestellt sind. Das Condensationswasser derselben gelangt in ein geschlossenes Reservoir in dem unter den Sälen liegenden Stockwerke, welch ersteres durch Schwimmkugelhahn behufs Füllens mit der Wasserleitung in Verbindung steht, und aus diesem durch $13^{mm}$ weite, mit Hahn abzuschliessende Rohre zu den unteren Oeffnungen der Heizschlangen, um durch kleine Düsen von $1^1/_2{}^{mm}$ Weite in die Rohre eingespritzt zu werden. Der augenblicklich im Untertheile der Schlange gebildete Dampf wird in den oberen Windungen derselben getrocknet und überhitzt. („Baugewerksztg." 1880, S. 611). R. Z.

**Trockenanstalt für Schwellen der französischen Ostbahn.** Die Anlage besteht aus vier im Halbkreise überwölbten Canälen von je $14^m$ Länge und $1{,}8^m$ Breite mit Schienengeleisen zur Aufnahme der Wagen mit den Schwellen, deren je fünf, mit etwa 44 Schwellen jeder beladen, darin Platz finden. Je zwei dieser Canäle liegen dicht neben einander zu einer Gruppe vereinigt, zwischen beiden ist ein $4{,}65^m$ breiter Raum angeordnet, welcher die Caloriferen und die Ventilationsschornsteine enthält.

Die Caloriferen selbst bestehen je aus einer Kammer von $3{,}15^{m2}$ Länge auf $1{,}46^m$ Breite, vor deren jeder ein Rost angeordnet ist. Für die Leitung der Luft werden parallelepipedische Kästen aus gebranntem Thon verwendet, welche auf ihrer Ober- und Unterfläche je vier Oeffnungen enthalten und so in entsprechend langen Reihen über einander aufgesetzt werden, dass die Oeffnungen mit einander correspondiren. An den Aussenseiten tragen die Kästen horizontale Leisten, und diese dienen zur Aufnahme von Platten, welche zur Herstellung der horizontalen Züge für die Feuergase zwischen den aus den Kästen gebildeten verticalen Luftcanälen benutzt werden. Die Feuergase haben auf diese Weise einen fünfmaligen horizontalen Weg von der Feuerbrücke des Rostes aus zurückzulegen und gelangen dann unten in einen unter dem Fussboden fortlaufenden Canal, der sie nach dem Ventilationsapparate leitet. Letzterer besteht aus einem weiten Schornstein, der sich über einem geräumigen Unterbau erhebt, und in welchem der engere eiserne Schornstein für die Verbrennungsproducte der Caloriferen-Feuerung emporgeführt ist. Ein kleiner Rost dient als Reserve, wenn die Wärme des eisernen Schornsteins zur Hervorbringung eines kräftigen Zuges nicht ausreichen sollte. Jeder Calorifere entspricht ein solcher Ventilationsapparat.

Von dem Obertheil der Luftkammer jeder Calorifere gehen vier Canäle für die zugehörigen beiden Trockencanäle ab, an der Seite der Kammer nach unten und münden dann zwischen den Geleisen der Trockenkammer. Am anderen Ende der letzteren führen zwei ähnliche Canäle die abgekühlte und feuchtgewordene Luft in den Unterbau der Ventilationsapparate.

Die warme Luft tritt mit 90° C. in die Trockenkammern und verlässt dieselben mit 40°. Die Schwellen bleiben in den letzteren 24 Stunden, wonach sie in die Imprägnirungsanstalt geschafft werden. („Publ. industr." XXVI, S. 497.) R. Z.

## Schiffbau.

**Baggerfahrzeuge für die indische Regierung.** Ein Baggerpark, bestehend in einem Dampfbagger und zwei Prahmen mit Dampfbetrieb, wurde jüngst in England fertiggestellt für die indische Regierung, welche denselben benutzen will zur Verbesserung des Hafens von Karatschi in der britisch-ostindischen Präsidentschaft Bombay. Diese Fahrzeuge sind insofern besonders beachtenswerth, als sie die Seereise nach Indien mit eigener Dampfkraft zu vollführen vermögen.

Der Dampfbagger gleicht in seinem Aeusseren über Wasser vollkommen einem recht völlig erbauten Schraubendampfer von $48{,}77^m$ Länge, $8{,}53^m$ Breite über Deck; unter Wasser ist das Mittelschiff von rechteckigem Querschnitt mit Kimmen von $1{,}22^m$ Abrundungshalbmesser. Länge in der Wasserlinie $47{,}46^m$, Bordhöhe $3{,}35^m$, Tiefgang bei vollständiger Ausrüstung $2{,}44^m$. Die Lünne für die centrale Eimerleiter liegt in der Mitte des Schiffs, ist $1{,}52^m$ breit und hat verticale Seitenwände, mit Kimmen von $0{,}3^m$ Abrundungshalbmesser in den Schiffsboden übergehend; die Länge der Lünne im Boden beträgt $21{,}35^m$, ihre sich unten vertical ansetzenden Stirnwände verlaufen nach oben hin schräge in das Deck. Der ganze Schiffskörper ist in Eisen erbaut: Hintersteven 200×90 mit angeschweisstem Schraubenrahmen; Vordersteven 200×64; Spanten 100×76×13, in 610 Entfernung von Mitte zu Mitte; Bodenstücke $305\times9^1/_2$, in jedem Spant an der Oberkante vernietet mit einem Winkel von 76×76×10; Aussenhaut am Bug $12^1/_2$, im Boden, in den Lünnenwänden und in den äusseren Kimmgängen 11, im übrigen Theile $9^1/_2$ stark; Plattengänge 700 bis 800 breit, in allen Längsnähten mit 63 Ueberschlag einfach genietet; Quernähte stumpf gestossen, mit Laschen von 180 Breite doppelt genietet; alle Niete 16 bis 20 stark. Ein kräftiger Schandeckel von Blech und Winkeleisen läuft oben ringsum; ebenso unter demselben ein Fender von Teakholz, 400×150. Der flache Boden ist sehr verstärkt durch zwei, in der ganzen Länge durchgehende Kielschweine, mit denen die Fundamente zur Maschinerie in sichere Verbindung gebracht sind. Das Deck ist von Teakholz-Planken 150×30. Die obere Drehachse der Eimerleiter liegt in 17 Horizontalentfernung vom Hintersteven, $9{,}14^m$ über dem Schiffsboden und ist auf einem, aus Blech und Winkeleisen genieteten, kräftigen Gestell gelagert, welches gleichzeitig die Vorgelege zum Betriebe der oberen Baggertrommel trägt. Die schräg nach vorn hängende, von Mitte zu Mitte der beiden Trommelwellen $22^m$ lange Leiter besteht aus zwei Trägern von $9^1/_2$ starkem Blech und mit diesen vernieteten Winkeln von 102×102×11; Höhe der Bleche in der Mitte 1370, an den Enden oben 610, unten 760. Das untere Ende hängt mittels sechsfachen Kettenscheerzeuges an einem eisernen Gerüst bei der Maximalbaggertiefe von $9{,}75^m$ unter einem Winkel von 45 Grad. An diesem Gerüst ist gleichzeitig ein drehbarer Handkrahn mit bis zu etwa $9^m$ verstellbarer Ausladung angebracht zum Montiren des Eimerleiters, zum Heben von aus dem Wasser zu schaffenden Steinen und dergl. Die 730mm langen Gelenke der Eimerketten sind von Schmiedeeisen und mit Stahlhüchsen versehen; an denselben sind 34 Eimer von je 255 Liter Fassungsraum befestigt, welche über der Leiter auf zehn, in Hartgusslagern laufenden Tragrollen von 310 Durchmesser liegen. Die obere Baggertrommel ist fünfseitig und ohne Flantschen; statt dieser sind zwei verticale Führungsrollen für die Eimer angebracht. Zwei ähnliche Führungsrollen für die Eimer sind in $5^m$ Entfernung von der oberen Trommel auf der Leiter befestigt. Die untere Trommel ist sechsseitig und läuft in Hartgusslagern. Das Montiren der Eimer kann mittels eines besonderen, auf Steuerbordseck stehenden, drehbaren Handkrahnes erfolgen. Am Hinterende der Lünne liegt zu jeder Seite derselben je ein Dampfkessel mit besonderer Rauchhüchse und besonderem Schornstein. Diese Kessel sind gewöhnliche Schiffskessel für 4,a Atm. Ueberdruck mit rückkehrenden Feuerröhren, haben 2600 Durchmesser, ebensoviel Länge, und je zwei Feuerbüchsen von 810 Durchmesser. Die Maschine ist als stehende Zweicylindermaschine, Hammersystem, mit hintereinander stehenden Cylindern von 508 und 864 Kolbendurchmesser bei 610 Hub, sowie mit Oberflächencondensator erbaut. Letzterer hat Röhren von 19 Durchmesser mit $72{,}8^{m2}$ gesammter Kühlfläche. Die Kurbelwelle treibt mit ihrer Verlängerung nach hinten die vierflüglige Schiffsschraube von 2060 Durchmesser, nach vorn zu dagegen die Transmission zum Betriebe der oberen Baggertrommel. Diese Transmission besteht aus einem unteren Stirnradvorgelege, zwei Paar konischen Rädern und einem oberen Stirnradvorgelege. Das untere Vorgelege ist mit veränderlichem Uebersetzungsverhältniss eingerichtet, indem zwei Paar Räder mit verschiedenen Zähnezahlen vor-

Digitized by Google

handen sind, von denen nach Belieben das eine oder das andere eingerückt, oder auch beide ausgerückt gehalten werden können. Das Stirnrad auf der oberen Trommelwelle hat 3850 Durchmesser und ist mit einer Frictionsnabe von 2130 Durchmesser versehen. Selbstredend ist beim Baggern die Schraubenwelle hinter der Kurbelwelle ausrückbar. Bei 75 Umdrehungen der Maschine werden 12 bis 15 Eimer gehoben und schütten vermittelst 1850 breiter Klapprinnen nach Belieben entweder Steuerbord oder Backbord in die längsseits neben dem Bagger liegenden Prahme. Es sollen hierbei pro Stunde mindestens 360$^{cbm}$ Baggermasse von mittlerem specifischen Gewichte 1,8 aus 9,5$^{m}$ Tiefe gefördert werden. Zum Fortrücken des Schiffes beim Baggern sind Winden angebracht, welche unabhängig von der Hauptdampfmaschine betrieben werden. Eine besondere Dampfmaschine befindet sich im Vorderschiffe unter Deck und treibt die vorn auf Deck stehende dreifache Winde für die drei vorderen Anker; sie dient gleichzeitig zum Heben und Senken des unteren Leiterendes. Die hinten auf Deck stehende Winde ist ebenfalls dreifach für die drei hinteren Anker eingerichtet und wird durch zwei unmittelbar an ihr angebrachte Dampfcylinder betrieben. Im übrigen ist das Schiff mit aller erforderlichen Ausrüstung versehen, sowohl für den eigentlichen Baggerbetrieb, als auch, um die Reise nach Indien unter Dampf mit etwa 15$^{km}$ Geschwindigkeit zurücklegen zu können. Zu letzterem Zwecke erhält es zeitweilig zwei Masten mit Schoonertakelage.

Die beiden Baggerprahme, in ihrem Aeusseren über Wasser gleichfalls wie Schraubendampfer gestaltet, haben eine Länge von 40,2$^{m}$ über Deck, in der Wasserlinie aber 39,6$^{m}$ bei 8,3$^{m}$ Breite und 3,2$^{m}$ Bordhöhe. Der Tiefgang stellt sich bei 0,9$^{m}$ Steuerlastigkeit auf 3$^{m}$ im Mittelschiff. Der Schiffskörper besteht aus drei Hauptheilen: einem 8,8$^{m}$ langen Vordertheile mit den Räumen für die Mannschaft; einem 12,3$^{m}$ langen Hintertheile mit der gesammten Maschinerie und einem 18,8$^{m}$ langen Mittelstücke, welches querschiffs durch drei Schottwände wiederum in vier Abtheilungen getheilt ist und zur Aufnahme der Baggermasse dient. Die Schüttböden dieser Abtheilungen sind unter einem Winkel von 55 Grad gegen die Horizontale geneigt; die so gebildeten vier Laderümpfe sind querschiffs oben 6,2$^{m}$, unten 2,2$^{m}$ breit und werden durch je zwei, winkelförmig zu den Schüttböden stehenden Bodenklappen von 1,2$^{m}$ Breite und 4,7$^{m}$ Länge geschlossen erhalten. Hierdurch verbleibt auf jeder Seite ein Luftkasten von 6,85$^{qm}$ Querschnitt mit einer Gangbord darüber von 0,9$^{m}$ Breite, von welcher aus die hölzernen Bodenklappen geöffnet und geschlossen werden können. Die verticalen Seitenwände des Mittelschiffes gehen mit Rimmen von 1,0$^{m}$ Abrundungshalbmesser in den Boden der Luftkästen über. Die Aussenhaut ist 11, jeder Schüttboden 12½ stark; alle Längsnähte sind einfach, die Quernähte doppelt genietet. Die in 610 Entfernung von einander stehenden Spanten sind in Winkeleisen von 89 × 89 × 11 und die Bodenstücke in Platten von 305 × 9½ ausgeführt; der Vordersteven ist 152 × 64, der Hintersteven 190 × 89 mit angeschmiedeten Schraubenrahmen, das Schanzkleid 910 hoch und 5 stark. Ein kräftiges, aus Blech und Winkeleisen gebildetes Kielschwein von 610 Höhe läuft in der Mittellinie und mit der Unterkante in 910 Höhe durch die vier Laderümpfe hindurch und ist mit den Kielschweinen der Schiffsenden sicher verbunden. Das Deck besteht aus Teakholzplanken von 150 × 76. Alle vier Rümpfe zusammen vermögen 220,5$^{cbm}$ Baggermasse im Gewichte von 407$^{t}$ zu fassen. Die Maschinerie besteht in zwei cylindrischen, für 4,4 Atm. Ueberdruck eingerichteten Kesseln von 2440 Durchmesser und 2510 Länge, jeder mit zwei Feuerbüchsen von 760 Durchmesser, einer Zweicylindermaschine ähnlicher Construction, wie diejenige des Baggers, mit Cylindern von 432 und 813 Durchmesser, 610 Hub und mit Oberflächencondensation. Die vierflügelige Schiffsschraube hat 2130 Durchmesser.

Bevor diese drei Fahrzeuge nach ihrem Bestimmungsorte abgingen, fand ein Probebaggern statt, bei welchem pro Minute 17 bis 20 Eimer ausschütteten und pro Stunde bis zu 500$^{t}$ gefördert sein sollen, während die Prahme mit über 15½$^{km}$ Geschwindigkeit pro Stunde bei 104 minutlichen Umgängen der Maschine dampften. („Engineering“, 30. April und 7. Mai 1880.) E. De.

**Dampfbagger „Düna“.** Am 20. September d. J. traf der in der Maschinenbauanstalt von Schichau in Elbing für Rechnung des Börsencomités zu Riga erbaute grosse Dampfbagger „Düna“ (Preis 300000 ℳ) in Pillau ein und wurden mit demselben z. Z. vor der Absahme Probebaggerversuche angestellt, zu welchem Zwecke mehrere russische Ingenieure anwesend waren. Der Bagger, ein sog. Hopperbagger, hat zwei Compoundmaschinen von je 50 nominellen Pferdestärken, welche zum Senken und Heben der Eimerleiter, Baggern und Bewegen der zwei Schiffsschrauben dienen, erreicht bei leeren Laderäumen eine Fahrgeschwindigkeit von 8 Knoten (14,8$^{km}$), beladen dagegen eine solche von 6½ Knoten (12$^{km}$) pro Stunde und geht beladen 3$^{m}$ tief. Der Bagger ist 60$^{m}$ lang, 12$^{m}$ breit, hat eine Raumtiefe von 4,5$^{m}$, in der Mitte des Schiffes eine Eimerleiter, auf welcher eine Eimerkette mit 32 Baggereimern von je 290 Inhalt angebracht ist, und kann bei der Baggerung eine Tiefe bis auf 7,5$^{m}$ hergestellt werden. Der Bagger bedarf keiner Prähme zur Aufnahme des Baggerbodens, sondern nimmt den gehobenen Boden in sich selbst auf, zu welchem Zwecke im unteren Raume vier Laderäume von ca. 450$^{cbm}$ Inhalt vorhanden sind. („Das Schiff“, No. 27 v. 7. October 1880.) E. De.

**Die Yacht Livadia.** Am 8. und 9. October fanden die officiellen Probefahrten mit der, bereits auf S. 422 d. Z. beschriebenen Yacht statt. Bei der sechsstündigen Fahrt am 8. October wurden 28$^{km}$ mittlere Geschwindigkeit erzielt, während am 9. October sechs Fahrten auf der gemessenen Meile stattfanden, bei denen sich als mittlere Geschwindigkeit 29,4$^{km}$ pro Stunde ergab. Die gleichzeitig indicirte Leistung betrug an diesem Tage im Mittel 12556 metrische Pferdestärken. Es zeigen diese Fahrten, wie zuverlässig die aus Versuchen mit Modellen früher schon erhaltenen Zahlen über die Grösse des Schiffswiderstandes waren und sind ein Beleg mehr für die Richtigkeit des von Froude aufgestellten Gesetzes der correspondirenden Geschwindigkeiten, welches lautet: „Wenn ein Schiff $n$ Mal so grosse lineare Dimensionen hat als das Modell desselben, und wenn bei den Geschwindigkeiten $V_1$, $V_2$, $V_3$ u. s. w. die gemessenen Widerstände des Modelles $R_1$, $R_2$, $R_3$ u. s. w. sind, so werden bei den Geschwindigkeiten des Schiffes gleich $V_1\sqrt{n}$, $V_2\sqrt{n}$, $V_3\sqrt{n}$ u. s. w. die entsprechenden Widerstände des Schiffes, abzüglich einer kleinen für den Reibungswiderstand vorzunehmenden Correction, gleich $n^3R_1$, $n^3R_2$, $n^3R_3$ u. s. w. sein. Zu bedauern ist es, dass die Probefahrten nur mit voller Maschinenleistung vorgenommen wurden. Wenn es schon bei gewöhnlicher Schiffsform von grösstem Nutzen sein muss, diese Fahrten mit möglichst vielen verschiedenen Geschwindigkeiten stattfinden zu lassen, so wäre es bei der vorliegenden neuen Form umsomehr angezeigt gewesen, die auf S. 91 d. Z. erwähnte Curve in ihrem ganzen Verlaufe nicht allein mit dem Modell, sondern auch durch die Probefahrten festzustellen. Es mag noch bemerkt werden, dass das Schiff eine bedeutende Welle rund um den Bug herum mit sich führte, und dass es das Wasser hinter sich sehr aufgeregt liess. („Engng.“, 15. Oct., S. 325.) E. De.

# Literarisches.

**Ueber die Donau-Regulirung bei Wien.** Vortrag, gehalten am 18. März 1876 von Gustav Ritter von Wex, k. k. Ministerialrath und Oberleiter der Donau-Regulirung. (Zeitschr. d. österr. Ing.- und Arch.-Vereines, V. Heft 1876.)

**Ueber die Fortschritte der Ausbildung des neuen regulirten Donau-Strombettes bei Wien, nebst Beschreibung der Eisstoss-Katastrophe im Jahre 1880.** Von Gustav Ritter von Wex, k. k. Ministerialrath und Oberleiter der Donau-Regulirung. (Zeitschr. d. österr. Ing. und Arch. Vereines, III. Heft 1880.)

In den beiden Jahren 1876 und 1880 sind ungewöhnlich grosse Hochwasser beim Losbrechen des Wintereises auf der

Digitized by Google

Donau bei Wien eingetreten. Nach dem Eisgange 1876 sucht durch Vergleichung der Wasserstände bei früheren Hochwassern der Erbauer der so viel besprochenen Donau-Regulirung im erst erwähnten Curvenrande die grossen Vortheile nachzuweisen, welche die Kaiserstadt durch die Stromregulirung bei diesem Ereignisse erfahren hat, obgleich sämmtliche Regulirungsarbeiten damals noch nicht vollständig beendigt waren. In dem künstlich ausgehobenen und mit befestigten Ufern versehenen neuen Flussbette bewegten sich die Eismassen, ohne Zerstörung anzurichten, glatt hindurch, stopften sich aber in den noch unregulirten, abwärts liegenden Strecken, so dass die Stromstrecke bei Wien unter Stauwasser trat, Dammbrüche und deren Gefolge sich einstellten. Der schiffbare Stromarm, der Donaucanal, welcher ausgebaggert worden ist und am oberen Ende, bei Nussdorf, durch ein regulirbares Thor, ein Sperrschiff, mehr oder weniger abgeschlossen werden kann, wurde in mässigem Wasserstande gehalten; es drängten jedoch grosse Eismassen unter den Boden des Sperrschiffs hindurch, wodurch Einstopfungen und Fährlichkeiten entstanden.

In der Folge sind dem Sperrschiffe noch kräftige Eisrechen vorgestellt worden, wodurch die Einschollen von dem Donaucanale fern gehalten werden, und das Sperrschiff wesentlich nur der Regulirung der Wasserstände dient.

In dem zweiten Aufsatze, welchen der Verfasser nach Ablauf der Eisgänge 1879 und 1880, bei Schluss des unerhört kalten Winters, geschrieben, werden an der Hand eines reichhaltigen Vermessungsmaterials die in 4 Jahren eingetretenen Aenderungen des neuen Strombettes beschrieben und die grossen, vortheilhaften Wirkungen der Donaucorrection hervorgehoben, welche nicht allein Wien, sondern dem ganzen Lande zu Gute kommen. Es wird nachgewiesen, dass das Flussbett sich vertieft hat, und die Ufermauern selbst bei kleinstem Wasser für alle Schiffe zugänglich bleiben, dass der Flussverkehr sich wesentlich gehoben hat, dass die Menge von Kunstbauten, wie Ufermauern, Brückenpfeiler u. s. w., sich bei den heftigen Eisgängen unverletzt erhalten haben; dass selbst die Finanzlage des Regulirungsunternehmens eine gute zu werden verspricht. An dem Eisrechen vor dem Sperrschiff und an der Betonsohle des einschliessenden Mauerwerkes sind übrigens einige Beschädigungen, anscheinend nicht bedenklicher Art, vorgekommen.

Von besonderem Interesse für den Hydrotekten ist die Gestaltung der Stromrinnen in dem Hauptdurchstiche längs Wien. Es findet sich die im regulirten badischen Rhein und auch anderwärts bei Flüssen mit beweglichem Bette beobachtete Ausbildung eines schlangenförmig sich windenden und dabei im Ganzen wandelnden Thalweges in der Nähe der Ufer am tiefsten, in der Strommitte am flachsten, also abwechselnd Kolke und Schwellen, und den Kolken gegenüber Kiesbänke bildend.

Herr von Wex macht besonders darauf aufmerksam, dass das Profil für die Donau die kleinen und Mittelwasser enger fasst, als dies beim regulirten Rhein geschehen. Desshalb sei die Wasserschicht über den Schwellen nächtiger an der Donaucorrection als an der Rheincorrection, und dort die grosse Schiffahrt noch möglich für kleinere Wasserstände, für welche der Rhein unfahrbar bleibt.

Die Gefahr vor Einstopfungen ist zwar dicht bei Wien gehoben, aber die Unregelmässigkeit und Verwilderung der Donau unterhalb muss noch durch grosse Arbeiten bewältigt werden, ehe die durch die Regulirung für Wien bezweckten Vortheile vollständig erreicht werden können. H. St.

**Ueber die Bewegung des Wassers in natürlichen Wasserläufen.** Eine hydraulische Studie von Wilhelm Pfenkner. Leipzig, Verlag von Arth. Felix, 1879. 4. 78 Seiten, 5 Tafeln.

Der Verfasser, Civilingenieur und vormaliger Assistent der Lehrkanzel für Ingenieurwesen am k. k. deutschen Polytechnikum zu Prag, hat in den Jahren 1876 und 1877 an böhmischen Flüssen, der Eger bei Warta und Falkenau, der Sazawa bei Porič und der Moldau bei Budweis, hydrometrische Untersuchungen angestellt, welche er im vorliegenden Werke ausführlich veröffentlicht.

Im ersten Abschnitte werden die Messungsverfahren zur Aufnahme der Situation, der Quer- und Längenprofile der Flüsse, der Wassergeschwindigkeiten, die Art der Berücksichtigung der Veränderung der Wasserstände während der Messungsdauer, endlich die Ausarbeitung der Messungsresultate zur Herstellung der Situation, der Quer- und Längenprofile, zur Ermittelung der durchfliessenden Wassermenge beschrieben und die Resultate in Form von Tabellen und graphischen Darstellungen aufgezeichnet. Die Wassergeschwindigkeiten im Besonderen werden durch die Geschwindigkeitscurven der einzelnen Verticalen, sowie durch die Curven gleicher Geschwindigkeiten im Querprofile zur Anschauung gebracht, daraus die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Profile, die Curven der Oberflächengeschwindigkeit, die Curven der mittleren, sowie der maximalen Geschwindigkeiten in den einzelnen Verticalen abgeleitet.

Im zweiten Abschnitte werden an den gefundenen Resultaten die in der praktischen Hydraulik bisher aufgestellten empirischen Geschwindigkeitsformeln geprüft und die aus ihnen sich ergebenden, von den wirklich gemessenen Werthen abweichenden Grössen durch Zahl und Figur dargestellt.

Im dritten Abschnitte endlich werden unter Beibehaltung des analytischen Baues der verschiedenen Formeln die Coëfficienten aus den Messungszahlen nach der Methode der kleinsten Quadrate so bestimmt, dass sie den an den Versuchsstellen sich vorfindenden Verhältnissen möglichst enge anschliessen.

Die Reihenfolge in der Güte des Anschlusses zwischen Rechnung und Beobachtung findet sich wie folgt:

| Gruppe I. | Gruppe II. |
|---|---|
| Hagen, Formel I. | Hagen, Formel II. |
| Hagen, Formel III. | Hagen, Formel III. |
| Grebenau. | Humphreys und Abbot. |
| Humphreys und Abbot. | Grebenau. |
| Bazin. | Hagen, Formel II. |
| Ganguillet und Kutter. | Ganguillet und Kutter. |
| Eytelwein. | Bazin. |
| Hagen, Formel II. | Gauckler. |
| Gauckler. | Bornemann. |
| Bornemann. | Eytelwein. |

Die vorliegende Arbeit ist mit musterhaftem Fleisse durchgeführt und führt zu Messungsresultaten, die in Bezug auf Genauigkeit bei Weitem die gewöhnlichen, hydrometrischen Messungen übertreffen; sie wird daher von bleibendem, grossen Werthe für alle Techniker sein, welche zur Ausführung von Wassermessungen an Strömen berufen sind.

Trotzdem trägt die Arbeit einen ausgesprochenen akademischen Charakter, sie ist zum Zweck der Uebung in den verschiedenen Aufnahmemethoden angestellt worden, und können daher auch die gewonnenen Zahlenwerthe der Coëfficienten keine allgemein giltige Bedeutung erhalten. Die kleinen Flussläufe, an denen die Messungen vorgenommen wurden, zeigen nämlich einen sehr unregelmässigen Lauf, sowohl im Grundrisse als im Längenprofile, und es ist sicherlich als ein Fehler der Untersuchung anzusehen, dass auf diese Unregelmässigkeiten, die von sehr bedeutendem Einflusse auf die Resultate sein müssen, keine Rücksicht genommen ist. Die empirischen Geschwindigkeitsformeln setzen stets voraus, dass die Bewegung des Wassers in offenen Canälen eine gleichförmige sei, dass das Bett gradlinig sei, und dass Gefälle und Querschnitt auf grössere Erstreckungen sich nicht ändern. Einen wesentlichen Fortschritt in der noch ungenügenden Erkenntniss der Bewegungsgesetze des Wassers hat die Hydraulik durch das besprochene Werk nicht gemacht. H. St.

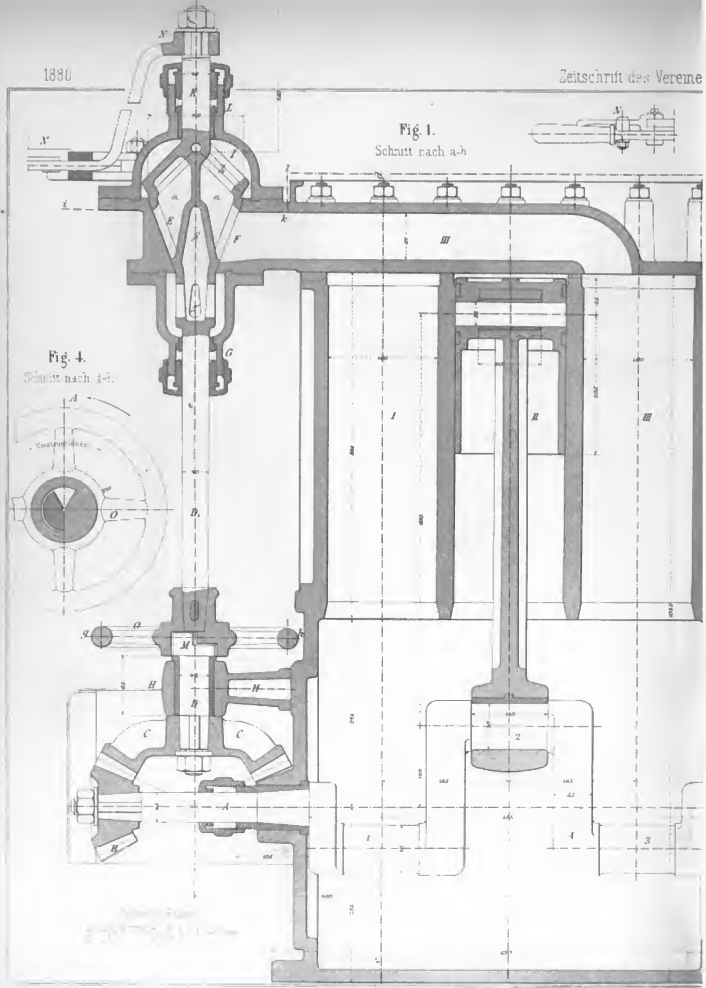
**Ueber den Schiffswiderstand** von Ranchfuss (vgl. August-Heft 1880). Berichtigung.

Auf S. 431, Zeile 8 von unten, hat sich eine, das directe Gegentheil von Dem besagende Satzwendung eingeschlichen, welches zu sagen beabsichtigt war. Indem wir diesen, als einen Vorwurf zu erscheinen geeigneten Satz auf Veranlassung des Herrn Verfassers der hier besprochenen Schrift zurücknehmen, bitten wir, die betreffende Stelle zu lesen:

„Diese Widerstände werden ausser von der Geschwindigkeit und Schiffsgrösse auch von der Schiffsform abhängig gemacht, indem der Werth von $\Delta_1$ die Richtung der Stromfäden, $\Delta_2$ aber die Form der obersten Wasserlinie berücksichtigt". E. De.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

Digitized by Google




Digitized by Google

# L. Gebhard:

## Dreicylinder-Maschine von Feodor Siegel in Schönebeck a/Elbe.

Fig. 2.

Schnitt nach c-d

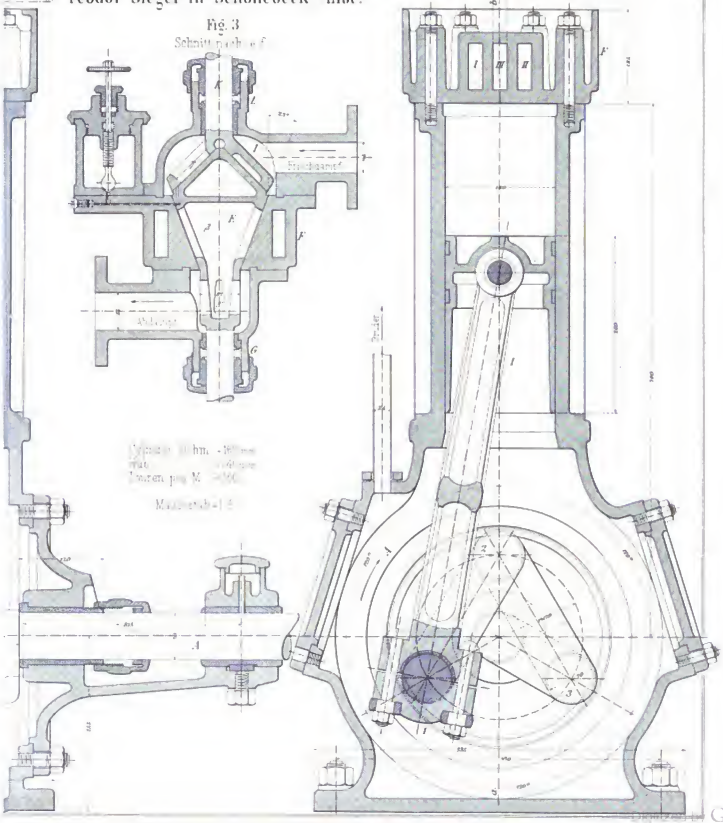


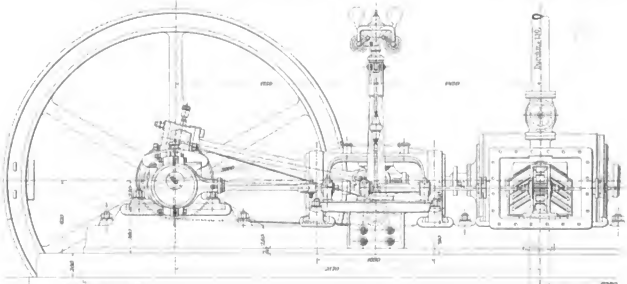
Fig. 3

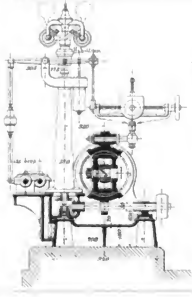
Schnitt nach e-f



B. Greve, Berlin

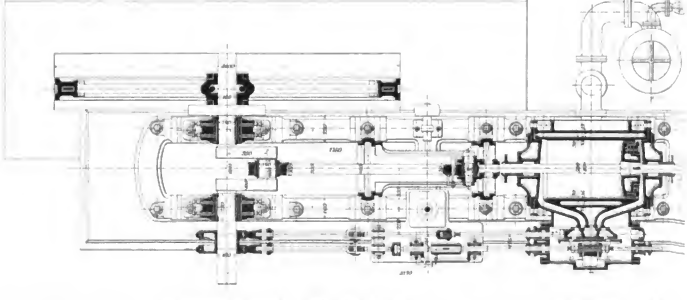
Digitized by Google



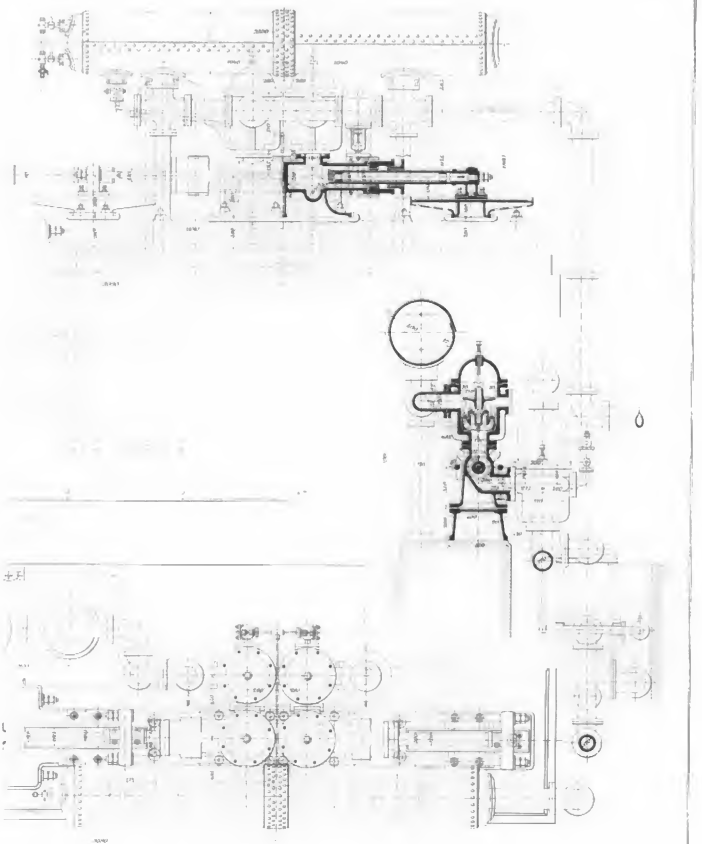


## Unterirdische Wasserhaltungsmaschine von Gebr. Meer in M. Gladbach.

Ausgestellt auf der Düsseldorfer Gewerbe-Ausstellung von 1880.

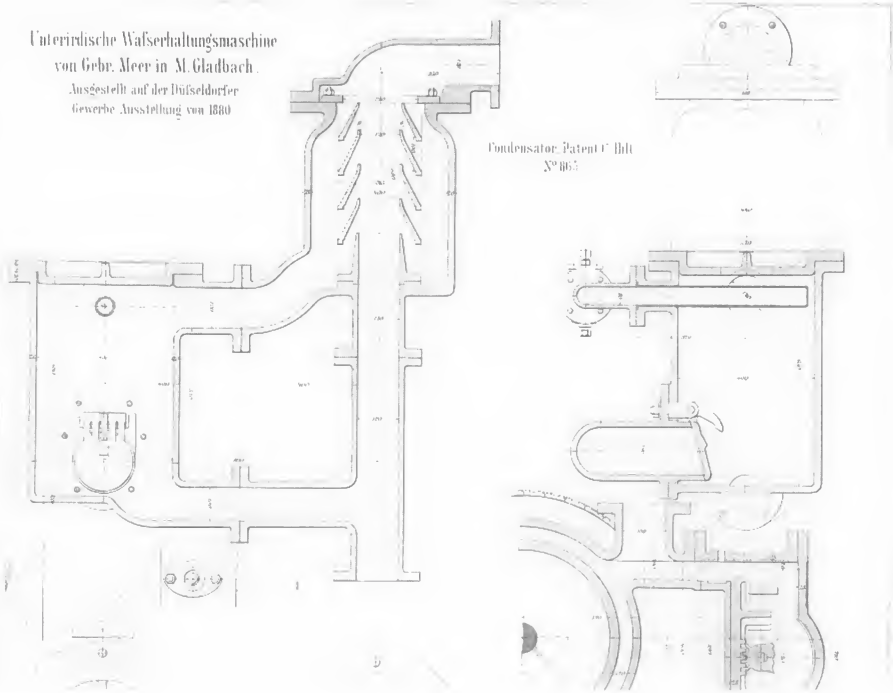


Digitized by Google



Verlag von Julius Springer in Berlin

Digitized by Google




Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

UNIV OF MICH.
NOV 14 1906
RECEIVED

Digitized by Google

Digitized by Google